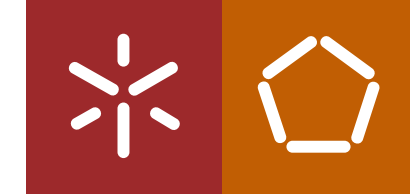




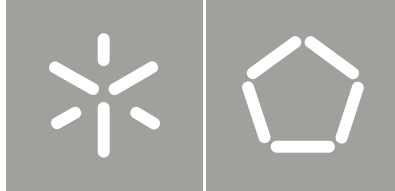
Tiago José Magalhães Gonçalves

Metodologia para dimensionamento  
de turbinas Banki para aplicação  
microhídricas em antigos moinhos

Universidade do Minho  
Escola de Engenharia







Universidade do Minho  
Escola de Engenharia

Tiago José Magalhães Gonçalves

Metodologia para dimensionamento  
de turbinas Banki para aplicação  
microhídricas em antigos moinhos

Tese de Mestrado  
Ciclo de Estudos Integrados Conducentes ao  
Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Trabalho efectuado sob a orientação do  
Professor Doutor Luís Barreiros Martins

## Resumo

A crescente preocupação com o ambiente e com a dependência energética dos países da UE levou a que fosse alterada a forma de pensar e que se criassem metas para as energias renováveis, diminuindo os impactos ambientais e a dependência energética externa. Estas metas foram já definidas para o ano de 2020, sendo muito ambiciosas para todos os estados membros, e em particular para Portugal.

Portugal aposta já há largos anos nas energias renováveis, como é o exemplo o extraordinário crescimento da energia eólica. Mais recentemente, a retoma do Plano Nacional de Barragens veio também reforçar o objectivo de crescimento do peso das renováveis. Com a publicação de legislação de apoio à micro e miniprodução de electricidade de origem renovável baseada em tarifas mais elevadas, abriu-se um nicho de investimento para particulares e empresas. Estas tarifas tornaram apelativo o investimento de risco em tecnologias inovadoras e de pequena dimensão.

Com a abertura deste campo de investimento, nasce o interesse presente nesta dissertação que é a possibilidade de aplicação da microprodução em locais de antigos moinhos. Devido a esse facto, este trabalho inicia-se com a revisão bibliográfica dos vários tipos de moinhos em Portugal. Foi possível através deste levantamento, ter uma noção mais clara das possibilidades de utilização de rotores tradicionais e de turbinas para produção de electricidade nestes locais.

As turbinas hidráulicas foram também estudadas e analisadas de modo a verificar a possibilidade de exploração e características de funcionamento de cada uma delas. Este estudo permitiu verificar a possibilidade de aplicação da turbina Banki em locais de antigos moinhos, embora as características correspondem habitualmente ao limite mínimo recomendado para este tipo de máquinas.

O sistema eléctrico nacional e a recente legislação são um dos pontos chave, pois o conhecimento dos requisitos legais para aceder à micro e miniprodução permite um estudo mais coerente e uma análise mais cuidada para aplicação concreta.

Para que o projecto da turbina Banki fosse coerente e fiável, foram elaboradas equações que possibilitassem o dimensionamento dos dois principais componentes – o rotor e o injectar. Para optimização deste processo aos diversos locais que possam vir a surgir, desenvolveu-se em paralelo um programa em Excel que aplica as fórmulas desenvolvidas para um dimensionamento automático, perante a introdução dos parâmetros de caudal e queda.

Além dos parâmetros dimensionais do rotor e injector, este programa ainda determina os triângulos de velocidades para os quatro pontos mais importantes: as entradas e saídas em cada um dos dois estágios da turbina.

Finalmente é também simulada a produção anual de electricidade, tendo em consideração a variação de caudal ao longo do ano. Através da elaboração de curvas de duração de caudal para o local em que se pretenda aplicar uma turbina Banki, é possível estimar produção anual, podendo então servir como base na análise de investimentos.

**Conceitos chave:** Turbina Banki ou de fluxo cruzado, hidroelectricidade, energias renováveis, micro produção, moinhos tradicionais.

# Abstract

The increasing concerns with the environment and with the European Union excessive dependence on foreign energy led to a change in the way we think about renewable energies and to the creation of goals. These goals, set for the year 2020, are very ambitious for all the member states, to Portugal in particular.

Portugal has been investing in renewable energies and the results are clearly visible with an extraordinary growth in wind energy Inc. More recently, the recovery of the National Dams Construct Plan came also reinforce this big bet on renewables. Also, a legal framework has been implanted for the promotion of micro and mini production of renewable electricity, based on guaranteed feed-in tariffs, that opened up new investment opportunities in innovative technologies for smaller systems.

These opportunities led to the main objective of this dissertation, which is to evaluate the applications of micro-hydro systems to ancient water-mills locations.

The work begins with a review of the typical features of Portuguese water mills in Portugal. It was possible through this research, have a clearer notion of the possibilities of application of traditional rotors or other turbine types to the production of electricity in these localities.

Several types of hydraulic turbines were also studied and analysed in order to confront there operating characteristics to the possible application in ancient water-mills locations. These studies justified the application of Banki turbine, although the typical features of water-mills locations correspond to the minimal recommended limits.

For this type of turbines, were elaborated a set of equations that enable the scaling of the two principal components - the rotor and the injector. To optimize this scaling process to the diverse locations that may arise, a program was developed in Excel that applies the developed formulas to the automatic scaling, after the introduction of the input flow and head parameters.

Beyond of the dimensional parameters of the rotor and the injector, the program also calculates the absolute, relative and transport velocities for the four rotor points, the entrance and exit of each one of the two stages of the turbine.

Finally, the annual energy production is simulated by taking into account the water-flow along the year. Through the construction of the annual flow duration curve for the location in which the Banki turbine it will be implemented is possible to estimated the expected energy production, a basic input for the subsequent investment analysis.

**Keywords:** Banki Turbine or crossflow, hydroelectricity, renewables, micro-production, water mills.

## Agradecimentos

A dissertação que se apresenta simboliza o culminar de uma árdua etapa que reflecte, não só o meu empenho e dedicação, mas também a colaboração e apoio de muitas pessoas. Nesse sentido, qualquer mérito que possa ter, terá de ser partilhado com todos aqueles que ao longo deste tempo me apoiaram, aconselharam e auxiliaram.

Embora a sua elaboração seja um processo solitário, não seria possível sem estar rodeado e apoiado por um grupo de pessoas que tornam tudo mais simples.

Particularizando, ao Professor Doutor Luís Barreiros Martins, meu orientador nesta dissertação, agradeço o seu apoio no acompanhamento e revisão de todos os processos que elaborei.

Agradeço também a todos os professores que ao longo destes anos todos, mantiveram uma grande disponibilidade para ajudar, apoiar e ensinar sempre que solicitados. Essa disponibilidade e o facto de ouvirem a opinião de nós alunos exige que os felicite e agradeça nesta fase. Não os nomeio porque felizmente são bastantes e correria o risco de me faltar algum. Um bem-haja a todos e que continuem assim.

Sou bastante grato aos meus familiares mais próximos, por todo o incentivo e apoio ao longo destes anos e por acreditarem sempre no sucesso desta caminhada.

A todos aqueles amigos que justificam esse nome, agradeço também de uma forma especial por se mostraram sempre prestáveis ao longo destes anos, apoiando sempre que necessário, sem ficar à espera de nada em troca.

Uma nota final de agradecimento para os amigos que encontrei nesta turma de Engenharia Mecânica que finaliza agora o percurso universitário. A partilha que existe entre a maioria justifica em completo este agradecimento e leva a acreditar que estas amizades subsistirão ao tempo.

*“Agradeço todas as dificuldades que enfrentei.*

*Elas foram adversárias dignas e tornaram as minhas vitórias muito mais saborosas.”*





# Índice

Resumo.....	i
Abstract.....	iii
Agradecimentos.....	v
Índice .....	vii
Índice de Figuras .....	ix
Índice de Tabelas.....	xiii
Nomenclatura.....	xv
Glossário .....	xix
Siglas e Acrónimos .....	xxi
1 Introdução.....	1
1.1 Motivação.....	1
1.2 Objectivos .....	2
1.3 Metodologia.....	2
1.4 Estrutura .....	3
2 Sistema Eléctrico Nacional.....	5
2.1 Evolução da produção .....	7
2.2 Hidroelectricidade.....	9
2.3 Produção em Regime Especial (PRE) .....	11
2.3.1 Microprodução.....	12
2.3.2 Miniprodução.....	14
3 Moinhos Hidráulicos .....	17
3.1 Roda Horizontal.....	18
3.1.1 Rodízio.....	18
3.1.2 Rodete .....	21
3.2 Roda Vertical .....	22
3.2.1 Azenhas de propulsão superior.....	23
3.2.2 Azenhas de propulsão média.....	24
3.2.3 Azenhas de propulsão inferior .....	24
3.2.4 Permanentes .....	25
3.2.5 Temporárias .....	25
4 Turbinas Hidráulicas.....	27
4.1 Turbinas de Impulsão .....	29

4.1.1	Pelton .....	30
4.1.2	Turgo.....	34
4.1.3	Banki ou de Fluxo Cruzado.....	36
4.2	Turbina de Reacção.....	40
4.2.1	Francis .....	41
4.2.2	Kaplan.....	42
4.2.3	Bulbo.....	44
4.3	Campos de aplicação .....	46
5	Determinação de equações para dimensionamento de turbinas Banki .....	51
5.1	Triângulos de velocidades .....	52
5.2	Eficiência.....	52
5.3	Proporções dimensionais.....	56
6	Metodologia de dimensionamento em Excel .....	71
6.1	Parâmetros iniciais .....	71
6.2	Rotor .....	72
6.3	Injector.....	72
6.4	Velocidades .....	73
6.5	Estudo de viabilidade.....	73
6.6	Estudo nº1 .....	74
6.7	Estudo nº2 .....	77
7	Discussão de Resultados .....	81
8	Conclusões .....	83
8.1	Conclusão .....	83
8.2	Trabalhos Futuros .....	84
	Referências Bibliográficas .....	85
	Bibliografia .....	89
	Anexos .....	91
	Anexo A – Processo de Registo como Microprodutor .....	93
	Anexo B – Medição de Binário em veios.....	95
	Anexo C – Curvatura da pá .....	103
	Anexo D – Estudo do caso nº1 .....	107
	Anexo E – Estudo do caso nº2 .....	111

## Índice de Figuras

Figura 1 – Esquema da organização do SEN.....	5
Figura 2 – Evolução do consumo total de electricidade por fonte .....	8
Figura 3 – Evolução da produção Nacional por fonte .....	8
Figura 4 – Peso das componentes de PRE em potencia e produção no ano 2010.....	9
Figura 5 – Comparativo entre evolução do consumo, produção e hidroelectricidade .....	10
Figura 6 – Gráfico da dependência energética externa versus o potencial hídrico por explorar .....	10
Figura 7 – Potencial de hidroelectricidade utilizado em potência.....	11
Figura 8 – Divisão dos moinhos de água por classes.....	17
Figura 9– Representação de um moinho típico de roda horizontal .....	18
Figura 10 – Rodizio artesanal de fabrico recente .....	19
Figura 11 – Demonstração da fixação das penas .....	19
Figura 12 – Sistema de injeção de água.....	20
Figura 13 – Pormenores de rodízios móveis ao longo da pela.....	20
Figura 14 – Exemplo de um rodete de conchas.....	21
Figura 15 – Esquematização do rodete de palas no interior da dorna .....	22
Figura 16 – Sistema de transmissão numa roda vertical.....	23
Figura 17 – Esquema de uma roda vertical de propulsão superior.....	23
Figura 18 – Azenha típica de propulsão média .....	24
Figura 19 – Esquema de uma roda vertical de propulsão inferior.....	24
Figura 20 – Esquema da divisão das máquinas de fluido em famílias .....	27
Figura 21 – Trajectórias: a) Radial; b) Diagonal; c) Axial; d) Tangencial .....	28
Figura 22 – Conversão de energia potencial em cinética .....	30
Figura 23 – Exemplo de turbina Pelton .....	30
Figura 24 – Exemplo de roda de turbina Pelton.....	31
Figura 25 – Esquema de aplicação de turbina Pelton .....	31
Figura 26 – Método de regulação de caudal no injector.....	32
Figura 27 – Esquema de funcionamento da válvula do injector sobre o caudal .....	32
Figura 28 – Pelton de eixo vertical com 6 pontos de injeção .....	32
Figura 29 – Gráfico relativo à variação da eficiência em função da potencia para 1 e 2 injectores .....	33
Figura 30 – Aspecto do balde duplo das turbinas Pelton.....	33

Figura 31 – Aplicação do deflector no injector .....	34
Figura 32 – Rótor de uma turbina Turgo .....	34
Figura 33 – Pormenor da forma dos baldes .....	35
Figura 34 – Incidência do jacto de água .....	35
Figura 35 – Visualização da guia soldada na parte exterior das pás .....	36
Figura 36 – Visualização do fluxo de água no interior .....	36
Figura 37 – Vista explodida dos componentes da turbina .....	37
Figura 38 – Tipos de injeção de água .....	38
Figura 39 – Exemplos dos sistemas de regulação .....	38
Figura 40 – Variação da eficiência em função do caudal de projecto .....	39
Figura 41 – Exemplo esquemático de turbina de reacção .....	40
Figura 42 – Esquema do percurso da água no interior da turbina .....	41
Figura 43 – Componentes principais da turbina .....	41
Figura 44 – Reforço de potencia Alqueva II .....	42
Figura 45 – Turbina de hélice .....	42
Figura 46 – Turbina Kaplan .....	43
Figura 47 – Variação da eficiência com caudal .....	43
Figura 48 – Composição típica da turbina Kaplan .....	43
Figura 49 – Rotor com pás ajustáveis por servomotores .....	44
Figura 50 – Funcionamento típico de uma turbina Bulbo .....	45
Figura 51 – Localização da instalação em <i>La Range</i> .....	45
Figura 52 – Instalação da turbina na barragem de <i>La Range</i> .....	46
Figura 53 – Campo de aplicação dos vários tipos de turbina sob a relação queda/caudal .....	46
Figura 54 – Selecção de turbinas .....	49
Figura 55 – Diagrama razão de caudal vs. eficiência .....	50
Figura 67 – Representação esquemática do percurso da água no interior do rotor .....	51
Figura 68 – Exemplo de um triângulo de velocidades .....	52
Figura 69 – Saída do segundo estágio (ponto 2) .....	53
Figura 70 – Triângulo de velocidades (ponto 1) .....	53
Figura 71 – Junção dos triângulos de entrada e saída do rotor .....	57
Figura 72 – Parâmetros dimensionais relacionados com as pás .....	58
Figura 73–Triângulo dos parâmetros da pá .....	58

Figura 74 – Triângulo de velocidades no ponto 2' .....	62
Figura 75 – Ângulos inerentes ao percurso interno da água no rotor.....	62
Figura 76 – Relações geométricas em relação ao jacto .....	63
Figura 77 – Relação de dimensões no interior do rotor.....	64
Figura 78 – Obtenção da curvatura da pá .....	67
Figura 79 – Vista superior do injector com o separador de caudal .....	68
Figura 80 – Obtenção do perfil do injector.....	69
Figura 81 – Variação da eficiência com o caudal.....	74
Figura 82 – Variação da potência com a variação do caudal – estudo nº1 .....	76
Figura 83 – Variação da potencia com a variação do caudal – estudo nº2 .....	78
Figura 73 – Engenho semelhante ao tradicional, instalado num moinho para produção de electricidade .....	95
Figura 74 – Esquema do Mecanismo de Prony .....	96
Figura 75 – Sistema de absorção de Froude .....	96
Figura 76 – Sistema de anéis deslizantes.....	97
Figura 77 – Esquema de um sistema de transformadores rotativos .....	98
Figura 78 – Exemplo de um sistema telemétrico por RF com fonte de indução .....	99
Figura 79 – Esquema da disposição do sistema de ângulo de torsão.....	100
Figura 80 – Equipamento final.....	100
Figura 81 – Pormenor da extremidade do braço.....	101
Figura 82 – Braço com pormenores da extremidade oposta ao calço .....	101
Figura 83 – Manipulo .....	102
Figura 84 – Relações trigonométricas com o ângulo da pá .....	104
Figura 85 – Triângulo formado pelas tangentes à pá nos pontos A e B .....	105
Figura 86 – Triângulo ABO.....	106



## Índice de Tabelas

Tabela 1 – Classificação de centrais hidroeléctricas .....	29
Tabela 2 – Classificação das quedas em CMH .....	29
Tabela 3 – Velocidades específicas para vários tipos de turbina .....	48
Tabela 4 – Parâmetros de entrada .....	71
Tabela 5 – Caudal e queda para o exemplo nº1 .....	74
Tabela 6 – Parâmetros essenciais do rotor .....	75
Tabela 7 – Velocidades para o estudo nº1 .....	75
Tabela 8 – Caudal e queda para o exemplo nº1 .....	77
Tabela 9 – Parâmetros essenciais do rotor .....	77
Tabela 10 – Velocidades para o estudo nº2 .....	78





## Nomenclatura

Símbolo	Designação	Unidade
$A$	área	$m^2$
$A_{cont}$	área de contacto rotor/injector	$m^2$
$A_{inj}$	área da admissão do injector	$m^2$
$a$	altura da pá	m
$B\hat{O}C$	ângulo de abertura entre ponto 2' e 1'	-
$C_m$	componente meridiana da velocidade absoluta	$m.s^{-1}$
$C_u$	componente periférica da velocidade absoluta	$m.s^{-1}$
$C_1$	velocidade absoluta no ponto 1	$m.s^{-1}$
$C'_1$	velocidade absoluta no ponto 1'	$m.s^{-1}$
$C_2$	velocidade absoluta no ponto 2	$m.s^{-1}$
$C'_2$	velocidade absoluta no ponto 2'	$m.s^{-1}$
$D$	diâmetro externo do rotor	m
$D'$	diâmetro interno do rotor	m
$e$	eficiência	-
$e_{sep}$	espessura do separador do injector	m
$e_{m\acute{a}x}$	eficiência máxima da turbina Banki	-
$f$	folga entre o rotor e o injector	m
$g$	aceleração gravítica	$m.s^{-2}$
$H$	altura da queda	m
$H_{BC}$	altura da queda entre os dois estágios	m
$k$	factor de contração no injector	-
$L$	largura	m
$L_{arc}$	comprimento do arco de abertura do injector	m
$L_{\acute{u}til}$	largura útil do injector	m
$L_{inj}$	largura da admissão do injector	m
$L_{r\acute{o}tor}$	largura do rotor	m
$m$	massa	kg
$N$	rotação da turbina	rpm

$N_S$	rotação ou velocidade específica	-
$n_{pás}$	número de pás	-
$P$	potência	W
$P_{teórica}$	potencia teórica	W
$Q$	caudal	$m^3.s^{-1}$
$R$	raio externo do rotor	m
$R'$	raio interno do rotor	m
$R_{pá}$	raio do arco equivalente à pá do rotor	m
$R_{inj}$	raio do perfil do injector para cada ângulo	m
$s_0$	espessura do jacto na saída do injetor	m
$s_1$	espessura do jacto na entrada do rotor	m
$s_2$	espessura do jacto na saída do 1º estágio	m
$t$	espaçamento entre pás na circunferência externa	m
$U_1$	velocidade de transporte no ponto 1	$m.s^{-1}$
$U'_1$	velocidade de transporte no ponto 1'	$m.s^{-1}$
$U_2$	velocidade de transporte no ponto 2	$m.s^{-1}$
$U'_2$	velocidade de transporte no ponto 2'	$m.s^{-1}$
$v$	velocidade linear	$m.s^{-1}$
$W$	velocidade relativa	$m.s^{-1}$
$W_1$	velocidade relativa no ponto 1	$m.s^{-1}$
$W'_1$	velocidade relativa no ponto 1'	$m.s^{-1}$
$W_2$	velocidade relativa no ponto 2	$m.s^{-1}$
$W'_2$	velocidade relativa no ponto 2'	$m.s^{-1}$
$y$	espessura do jacto	m
$y_1$	distância do jacto ao eixo do rotor	m
$y_2$	distância do jacto à parte interior do rotor	m
$\alpha$	ângulo entre $W_1$ e $r$ no ponto 1	-
$\alpha_1$	ângulo de entrada no rotor – entre $C_1$ e $U_1$	-
$\alpha'_1$	ângulo do jacto na entrada no 2º estágio	-
$\alpha_2$	ângulo de entrada no rotor – entre $C_2$ e $U_2$	-
$\alpha'_2$	ângulo do jacto na saída do 1º estágio	-
$\beta_1$	ângulo da pá – entre $W_1$ e $U_1$	-

$\beta'_1$	ângulo da pá – entre $W'_1$ e $U'_1$	-
$\beta_2$	ângulo da pá – entre $W'_2$ e $U'_2$	-
$\beta'_2$	ângulo da pá – entre $W_2$ e $U_2$	-
$\delta$	ângulo de curvatura da pá	-
$\theta$	ângulo entre $W_1$ e $r'$	-
$\theta_{inj}$	ângulo parcial de abertura do injector	-
$\rho$	massa volúmica da água	kg.m <sup>-3</sup>
$\Gamma$	Binário	N.m
$\varphi$	ângulo auxiliar	°
$\omega$	velocidade angular	rad.s <sup>-1</sup>
$\phi$	ângulo auxiliar	-
$\psi$	factor experimental de perda no interior do rotor	-
$\Upsilon$	factor de perda de carga no injector	-



## Glossário

azinha	roda vertical, geralmente de grandes dimensões, com um duplo aro lateral onde se aloca as palas.
cabouco	espaço em que gira a azinha dos moinhos.
caleira	canal que encaminha a água para o rotor.
cepo	objecto onde se fixam as pelas quando móveis.
copo	pá fechada e funda que é enchida de água, levando a que o peso desta produza movimento nas azenhas de propulsão superior.
concha	pá do rodízio de conchas.
cubo	o mesmo que caleira mas noutro tipo de moinhos
dorna	reservatório de madeira onde fica alojado o rodízio de palas
esguicho	orifício por onde a água sai do cubo para o rotor
mó	pode ser fixa ou giratória, sendo que a fixa assente na plataforma e a giratória por cima.
pala	pá mais simples do rodete, sendo simplesmente uma tábua de madeira disposta radialmente ao veio e onde incide a água.
pela	por vezes também designado de árvore, é o veio de madeira onde se inserem penas, ligando o rotor à mó giratória.
pena	pá do rodízio, com formato de colher ou concha alongada, espessa e escavada, e ligeiramente côncava, inseridas na extremidade inferior da pela.
penada	conjunto de penas que formam o rodízio.
rodete	normalmente é uma roda larga e forte, com seis ou oito conchas cavadas, sendo em alguns casos apenas uma cruz de palas.
rodízio	roda horizontal de cerca de 1 metro de diâmetro, constituída por uma série de palas de madeira dispostas radialmente.
seteira	sistema de injeção da água para o rodízio, sendo composta pelo cubo e esguicho.



## Siglas e Acrónimos

CE	Conselho Europeu
CUR	Cliente de Último Recurso
DGEG	Direcção Geral de Energia e Geologia
DL	Decreto Lei
ENE 2020	Estratégia Nacional de Energia 2020
GEE	Gases de Efeito de Estufa
IR	Infravermelhos
IVA	Imposto de Valor Acrescentado
MIBEL	Mercado Ibérico de Electricidade
OMEL	Operador do Mercado Ibérico de Energia (Pólo Espanhol)
OMI	Futuro Mercado Ibérico de Energia
OMIP	Operador do Mercado Ibérico de Energia (Pólo Português)
OLMC	Operador Logístico de Mudança de Comercializador
ORD	Operador da Rede de Distribuição
PNBEPH	Plano Nacional de Barragens de Elevado Potencial Hidroeléctrico
PRE	Produção em Regime Especial
PRO	Produção em Regime Ordinário
REN	Rede Eléctrica Nacional
RF	Radiofrequência
RND	Rede Nacional de Distribuição
RNT	Rede Nacional de Transporte
SEN	Sistema Eléctrico Nacional
SRM	Sistema de Registo de Microprodução
SRMini	Sistema de Registo de Miniprodução
UE	União Europeia
UNIPEDA	União Internacional de Produtores e Distribuidores de Energia Eléctrica





# 1 Introdução

Neste capítulo é enquadrado o tema da presente dissertação com a apresentação da motivação e objectivos da mesma. Adicionalmente, é apresentada a metodologia utilizada no desenvolvimento da dissertação e descreve-se a sua organização.

## 1.1 Motivação

O recente crescendo no interesse pelas energias renováveis tem como motivos, por um lado, a consciencialização para os problemas ambientais e suas consequências, por outro lado, a dependência das fontes de energia fóssil, que são finitas, e as suas consequências na economia.

A mais recente escalada dos preços do petróleo nos mercados internacionais, aliado à crescente preocupação com as alterações climáticas, levou a que as renováveis ganhassem mais força, sendo cada vez mais aplicadas e existindo metas bastante ambiciosas na UE para 2020. Todos os países da UE concordaram com metas específicas, tendo Portugal concordado com metas para as quotas de energia renovável de 31% no consumo e de 60% na produção de electricidade (RE.NEW.ABLE. 2010).

No que concerne à energia hídrica, além do Plano Nacional de Barragens de Elevado Potencial Hidroeléctrico (PNBEPH) em vigor desde 2007, há também uma aposta séria na microprodução, com a aplicação de tarifas bonificadas de venda à rede, tendo sido identificado um potencial de 250 MW (RE.NEW.ABLE. 2010).

Quanto aos moinhos em concreto, o interesse na sua adaptação para a microprodução de origem renovável teve início no ano lectivo de 2008/2009 pelo Doutor Júlio Martins, docente do Departamento de Electrónica Industrial (DEI) na Universidade do Minho, tendo como factor motivador o DL 363/2007 de 2 de Novembro.

No ano lectivo de 2009/2010 foi incorporado no projecto um aluno de Engenharia Mecânica para que a equipa ganhasse outro tipo de valências que permitisse abordar os problemas encontrados de forma mais consistente. A rapidez de mostrar resultados, exigida pelo interesse demonstrado pelo Município de Ponte de Lima, fez que o projecto se tivesse iniciado através da construção de turbina de rotor tradicional, deixando-se o projecto turbina Banki para segundo plano.

Neste ano lectivo decidiu-se dar continuidade à presença de um elemento de Engenharia Mecânica, tendo em vista a análise dos sistemas tradicionais existentes, bem como a elaboração de um projecto mais pormenorizado da turbina Banki. É neste âmbito que se insere este trabalho.

O DL 118-A/2010 de 25 de Outubro, que substitui o DL 363/2007 de 2 de Novembro, veio alterar alguns pormenores que farão com que seja refeito o estudo económico de forma a avaliar a microgeração do ponto de vista económico.

## **1.2 Objectivos**

Este trabalho visa contribuir para o conhecimento mais pormenorizado da aplicação de sistemas de microprodução de energia eléctrica em canais hídricos usados pelos antigos moinhos. Consequentemente, os principais objectivos parcelares foram os seguintes:

- A caracterização dos engenhos tradicionais aplicados em moinhos de água para uma mais fácil selecção para aplicações concretas;
- O desenvolvimento de equações relativas ao dimensionamento de turbinas Banki e construção de um modelo automático de dimensionamento;
- O desenvolvimento automático de um injectores simples para turbinas Banki;
- O estudo da produção anual espectável de electricidade com este tipo de turbinas.

O dimensionamento da turbina Banki apresenta-se como um objectivo bastante ambicioso, pois como apresenta uma eficiência superior aos rotores tradicionais, poderá apresentar-se como um investimento muito mais vantajoso.

De forma a que todo o trabalho desenvolvido sirva para futuras aplicações, todas as equações desenvolvidas serão automatizadas em Excel, para que, com os dados de caudal e queda de um local concreto, possam gerar automaticamente as dimensões dos principais componentes da turbina.

## **1.3 Metodologia**

A metodologia utilizada na abordagem a este trabalho inicia-se com uma forte componente de levantamento da variedade de engenhos típicos presentes nos antigos moinhos a água do nosso país, de forma a facilitar o entendimento dos factores que levavam a optar-se por determinado engenho em situações concretas.

Terminada esta fase passou-se ao estudo bibliográfico sobre turbinas hidráulicas, campos de aplicação e funcionamento.

Este estudo, aliado a uma interpretação da legislação de microprodução de energia renovável e do sistema eléctrico nacional, permitiu uma abordagem mais concreta ao problema em questão, identificando o tipo de turbina mais adequado à substituição dos engenhos tradicionais.

O desenvolvimento de equações para dimensionamento, e a sua automatização, criou uma estrutura para que permitam a sua aplicação num exemplo concreto.

## **1.4 Estrutura**

A presente dissertação encontra-se dividida em nove capítulos.

O presente capítulo, designado por introdução, serve como apresentação ao tema e à dissertação.

O segundo capítulo foca-se sobre o sistema eléctrico nacional e a sua estrutura. Foi também analisada a evolução do sector quanto à produção e consumo de electricidade, dando uma maior ênfase às energias renováveis e à Produção em Regime Especial (PRE). A explicação da micro e miniprodução faz também parte deste capítulo.

No terceiro capítulo é apresentado um levantamento exaustivo dos engenhos tradicionais aplicados em Portugal, revelando as características de cada um e o seu tipo de funcionamento.

O quarto capítulo é um levantamento dos principais tipos de turbinas hidráulicas, das suas características, bem como do seu modo de funcionamento e aplicações, numa perspectiva de identificar as tipologias que forem adequadas à aplicação em canais hídricos de antigos moinhos.

Para caracterizar o funcionamento de uma turbina hidráulica e determinar a sua curva de eficiência, é necessário medir o caudal usando a velocidade de rotação e o binário produzido pelo rotor. Como a equipa ainda não detinha nenhum equipamento de medir binário, o capítulo cinco apresenta vários tipos de medição de binário em veios e desenvolve-se a ideia simples para um sistema.

O desenvolvimento das equações respeitantes ao dimensionamento do rotor e do injector são apresentadas no sexto capítulo. A par desse desenvolvimento é feito o estudo dos triângulos de velocidade e calculada a eficiência máxima teórica da turbina.

No sétimo capítulo, as fórmulas desenvolvidas no capítulo anterior são incorporadas numa folha de Excel, criando-se assim um programa automatizado para o cálculo de todos os parâmetros geométricos da

turbina. Neste programa é ainda incorporado o cálculo das velocidades na entrada e saída dos dois estágios da turbina, bem como uma folha dedicada à simulação energética através de curvas de duração de caudal. Para terminar este capítulo são efectuadas duas simulações para demonstrar a utilidade do programa, bem como analisar o funcionamento da turbina Banki abaixo das condições de aplicação ou no seu limite.

A discussão de resultados é apresentado no curto capítulo oito, analisando-se aqui, desde os parâmetros de desenvolvimento de equações até aos dois estudos de caso.

De forma a finalizar esta dissertação, é elaborado um nono capítulo onde se retiram as relações do trabalho efectuado e as ideias que surgiram para outros possíveis trabalhos.

## 2 Sistema Eléctrico Nacional

O Sistema Eléctrico Nacional, doravante mencionado apenas pela sigla SEN, sofreu uma remodelação na sua estruturação a partir da resolução de ministros n.º 169/2005, que teve como consequência a elaboração do DL 172/2005.

Actualmente o SEN é dividido em cinco sectores – produção, transporte, distribuição, comercialização e operação de mercados – estando previsto a adição de um sexto sector denominado de operador logístico de mudança de comercializador (OLMC). Para compreensão da organização do SEN será interessante analisar a Figura 1.



Figura 1 – Esquema da organização do SEN (Organização do mercado n.d.)

Seguidamente será explicado cada um dos sectores em maior pormenor para que a organização seja então compreendida.

- 1. Produção:** A produção de electricidade é dividida em dois regimes – produção em regime especial (PRE) e produção em regime ordinário (PRO) como é possível verificar na Figura 1 na parte dedicada à produção. Para que se entenda o porquê da existência de dois regimes é necessário explicar ao que eles correspondem, sendo que o PRO é relativo à produção de electricidade com base em fontes tradicionais e também a grande hídrica, enquanto que a PRE é relativa à cogeração e à produção de origem renovável, excluindo claro está a grande hídrica, incluída no regime anterior. Esta divisão em dois regimes tem como objectivo incentivar a PRE com o recurso a tarifas de venda à rede bonificadas que ajudem os investimentos nestas fontes a terem viabilidade económica.

Com esta alteração à organização da produção de electricidade, a lógica do planeamento centralizado é substituída por uma lógica de mercado e de iniciativa privada. Claro que esta lógica de mercado é discutível, já que a PRE, com as suas tarifas bonificadas influencia o mercado.

O estado fica incumbido de criar condições para que o mercado se possa desenvolver e também a possibilidade de suprir as falhas que o mercado possa mostrar.

Quanto à venda da electricidade produzida, a que vem da PRO pode ser vendida ou directamente ao cliente final ou a comercializadores, enquanto a que vem da PRE tem o direito a vender ao comercializador de último recurso (CUR).

2. **Transporte:** O transporte de electricidade é feito através da rede nacional de transporte (RNT), sendo esta concessionada à REN S.A. em regime de exclusividade. Esta concessão comporta o planeamento, a construção, a operação e a manutenção da RNT.

Neste momento, a RNT apresenta cobertura a nível nacional e encontra-se ligada em oito pontos à rede espanhola, sendo que a perspectiva é que sejam adicionados mais três pontos até ao final de 2014.

3. **Distribuição:** Bem como o transporte, a distribuição é feita através de uma infraestrutura do estado, sendo que esta é denominada de rede nacional de distribuição (RND). Esta RND é composta por redes de alta e média tensão e encontra-se concessionada pelo estado à EDP Distribuição, sendo que por este motivo pode também aceder à exploração da rede de baixa tensão, encontrando-se a concessão desta ao abrigo de concursos públicos municipais.

A entidade concessionária da RND tem competências ao nível do asseguramento da exploração e manutenção da rede em condições de segurança, da fiabilidade e qualidade do serviço assim como a gestão de fluxo de electricidade, assegurando que este não seja interrompido.

4. **Comercialização:** A comercialização de electricidade não é exclusiva de nenhuma identidade, encontrando-se inteiramente aberta à concorrência. Contudo, a actividade de comercializador é sujeita a licenciamento, onde direitos e deveres são definidos, atribuindo maior transparência à actividade.

Existem algumas empresas actualmente a operar na comercialização de electricidade em Portugal, sendo que as mais conhecidas são a EDP Comercial, a Iberdrola Comercialização e Energia, a Endesa Energia e a Union Fenosa Comercial.

No exercício desta função, todos os comercializadores podem livremente comprar e vender electricidade, sendo que têm o direito ao acesso à RNT e RND mediante o pagamento de tarifas fixadas por lei.

Por sua vez os consumidores são livres de escolher o seu fornecedor, sendo que a troca de comercializador é um processo sem encargos adicionais, tendo assim em vista a promoção da concorrência.

Por razões de segurança, continuidade no fornecimento e para que seja dado o tempo necessário até que o mercado livre seja eficiente, foi criado o CUR, sendo esta tarefa da EDP – Serviço Universal S.A.. Esta entidade é obrigada a comprar electricidade em mercados específicos, em leilões definidos pela DGEG, com vista a adquirir a electricidade ao menor custo possível.

- 5. Operação dos mercados:** Os mercados organizados de electricidade funcionam num regime livre, estando a sua operação sujeita à autorização combinada do Ministro das Finanças e do Ministro detentor da pasta da energia.

Este tipo de operação de mercado visa a criação de um sistema que leve a oferta ao encontro da procura. Actualmente existem dois mercados a funcionar em toda a região, no Mercado Ibérico de Electricidade (MIBEL), tendo dois operadores, um de origem espanhola, o operador do mercado espanhol (OMEL), e o operador por Portugal (OMIP), prevendo-se que estes dois se fundam criando um único operador designado OMI.

- 6. Logística de mudança de comercializador:** Este sexto sector consistirá numa entidade que tem como função agilizar o processo de mudança de comercializador. Esta entidade é designada por operador logístico de mudança de comercializador (OLMC), sendo que terá de ser independente dos outros sectores a todos os níveis.

Sendo que ainda não se encontra em actividade, esta entidade conciliará no futuro a gestão nos processos de mudança de fornecedor de electricidade e gás natural. Enquanto esta entidade não for formada e não entrar em funcionamento, a gestão de processos de mudança de fornecedor de electricidade mantém-se no operador da RND – a EDP Distribuição.

No âmbito deste trabalho, o sector do SEN que nos traz mais interesse é o da produção, mais concretamente a PRE.

## 2.1 Evolução da produção

Ao longo dos anos assistiu-se a um aumento do consumo de electricidade, que está intimamente ligado às melhorias nas condições de vida dos portugueses aliado ao aumento de superfícies comerciais de grande consumo eléctrico.

É visível na Figura 2o aumento do consumo dos últimos anos, sendo maioritariamente suprido pela importação no mercado ibérico, térmica a gás natural e térmica PRE.



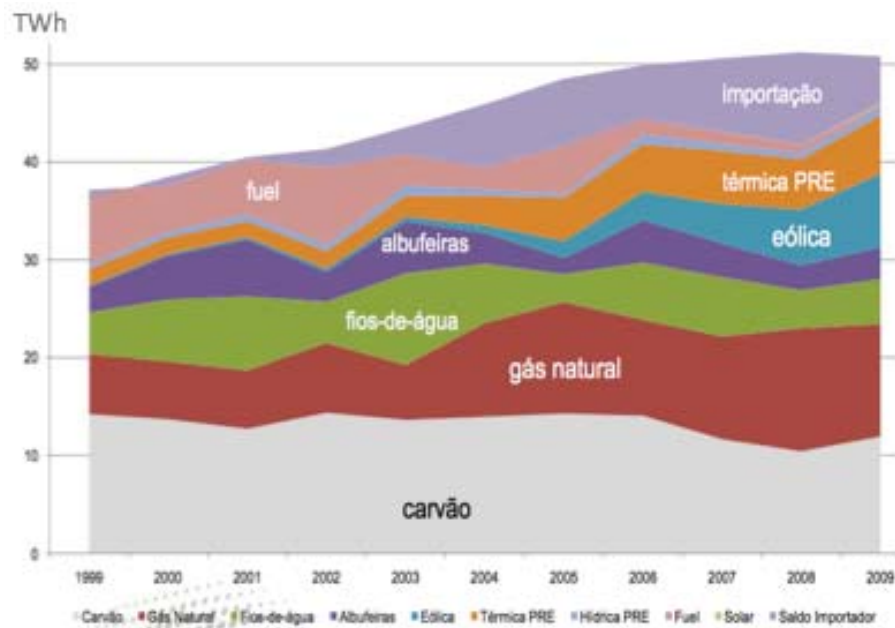


Figura 2 – Evolução do consumo total de electricidade por fonte

Analisando a Figura 3 verifica-se que a electricidade de PRE tem crescido mais, relativamente à produção total nacional. Verifica-se portanto que os incentivos governamentais atribuídos à PRE têm levado ao crescimento pretendido nestas áreas da produção.

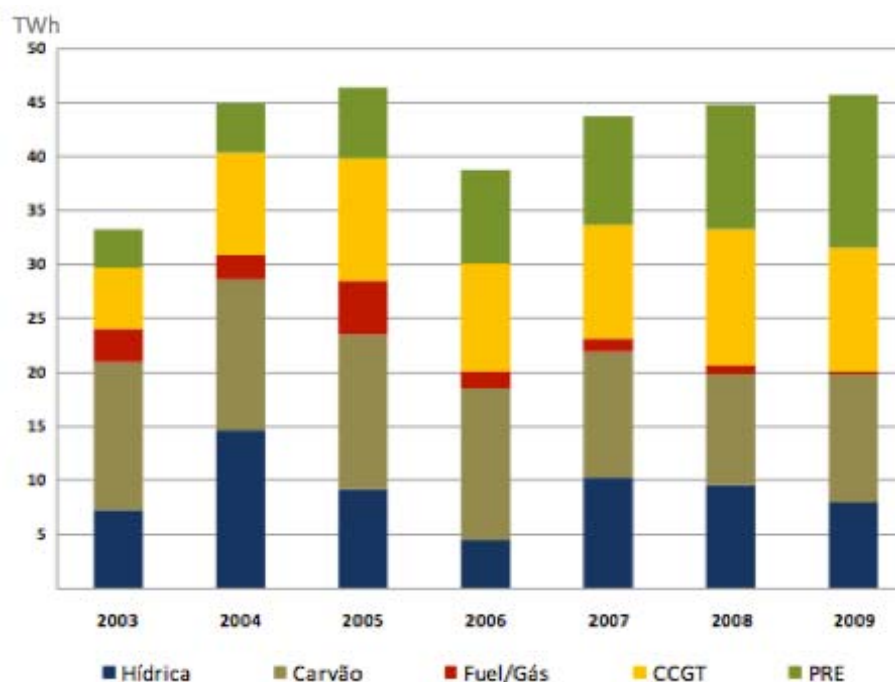


Figura 3 – Evolução da produção Nacional por fonte (Relatório Anual para a Comissão Europeia 2010)

Analisando Figura 3 verifica-se que dentro da PRE, a eólica tem um peso de mais de metade da potência instalada em Portugal e exactamente metade da produção líquida. Isto acontece pelo facto de a grande hídrica ser a única das energias renováveis que é inserida na PRO, ficando apenas a mini-hídrica

nesta análise, que sozinha tem um peso não comparável com a eólica. De frisar ainda que embora a térmica PRE tenha um peso de 29% em potência instalada, destaca-se com 41% da produção líquida.

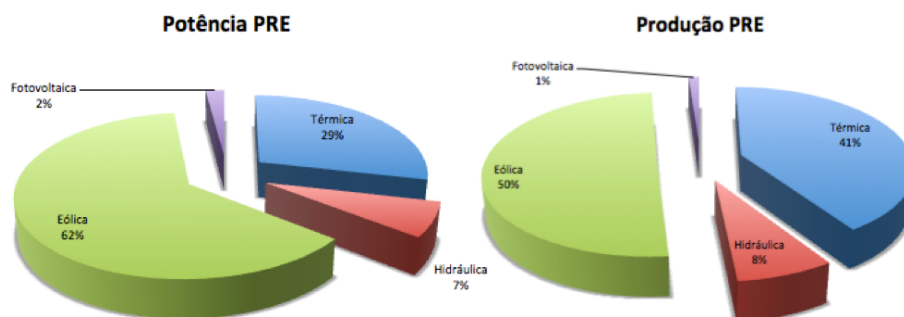


Figura 4 – Peso das componentes de PRE em potencia e produção no ano 2010 (fonte: REN)

## 2.2 Hidroelectricidade

No âmbito deste trabalho, a atenção é virada para a análise da componente hidroelétrica do sector produtivo, dando maior importância à microprodução, campo onde se insere o tema deste trabalho.

O potencial energético dos nossos rios em ano de chuva médio encontra-se avaliado em 32TWh/ano, dos quais 24.5TWh e 20TWh são considerados, respectivamente, como técnica e economicamente aproveitáveis (Madureira & Baptista 2002). Dos economicamente aproveitáveis, no ano de 2010 foram produzidos 14.87TWh em PRO e 1.38TWh em PRE (REN 2011)

Olhando primeiramente para a produção hidroelétrica, fez-se a comparação com a energia elétrica produzida em Portugal, o consumo nacional e a parcela produzida pela hídrica, chegando ao gráfico de evolução apresentado na Figura 5. Desta forma compreende-se que a produção hidroelétrica não acompanhou de todo o crescimento do consumo, facto que se baseia na estagnação do plano nacional de barragens.

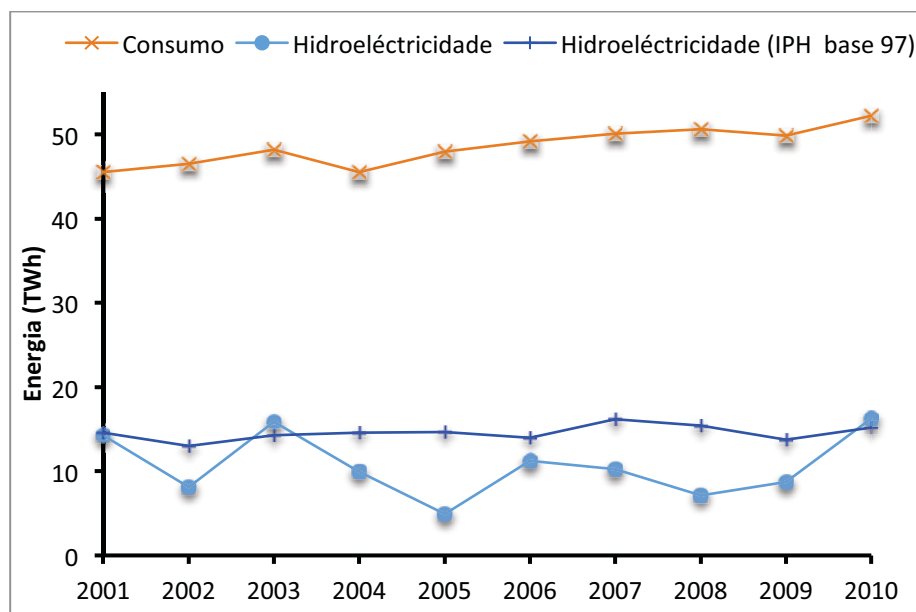


Figura 5 – Comparativo entre evolução do consumo, produção e hidroeletricidade (Dados: REN/DGEG)

Sendo que Portugal se manteve praticamente parado em potência hídrica instalada nos últimos 20 a 30 anos, este aumento do consumo não passou pelo aumento da produção hidroeléctrica. Portugal é um dos países da UE com maior potencial hídrico por explorar, sendo que se quantifica em cerca de 54% o potencial por explorar (Energias Renováveis em Portugal 2007).

Ao analisar a Figura 6 visualiza-se de forma clara que Portugal se encontra num quadrante, que sendo negativo devido à elevada dependência externa, é positivo quanto ao caminho que é possível traçar. Países como Itália e Espanha apresentam uma dependência energética externa semelhante à nossa, mas o seu potencial hídrico por explorar é diminuto, o que os deixa numa situação pior no que concerne à redução de dependência por aposta na hídrica.

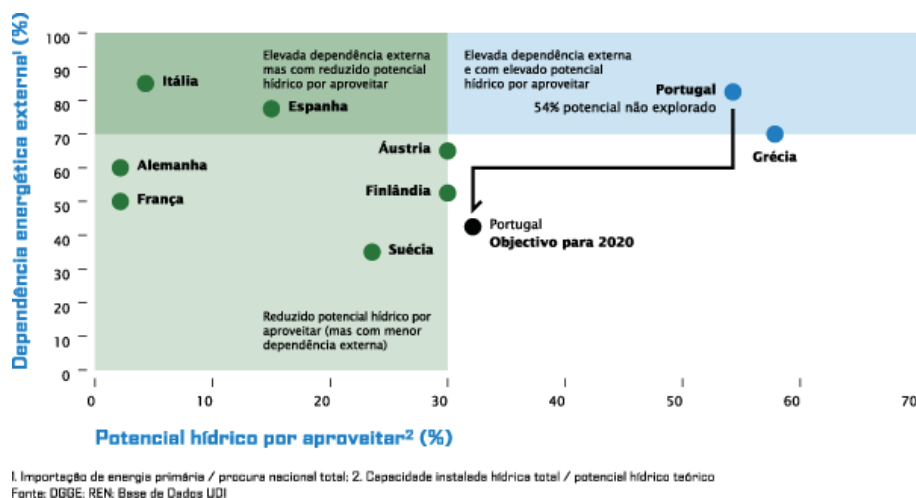


Figura 6 – Gráfico da dependência energética externa versus o potencial hídrico por explorar (PNBEPH n.d.)

Frisa-se que as metas para 2020 assinaladas na Figura 6 são bastante optimistas, sendo consideradas por diversos especialistas portugueses como irrealistas. Se cumpridas, estas metas farão Portugal mudar de quadrante com uma descida acentuada na dependência externa para volta dos 40%, o que seria muito significativo. Cumpridas estas metas, Portugal fica também perto de mudar de quadrante no que diz respeito ao potencial hídrico por aproveitar. Passar dos actuais 54% para pouco mais de 30% deixar-nos-ia muito próximos da fronteira de quadrante que são os 30%.

Para diminuir a dependência externa na Europa, estabeleceu-se a directiva europeia 2009/28/CE que estabelece como objectivo o aumento para 20% de quota de energia proveniente de fontes renováveis até ao ano de 2020, no consumo de energia final. Para cada estado membro foram elaboradas metas particulares, sendo que para Portugal o objectivo se fixou nos 31% para renováveis na energia final, ficando todos os estados membros com a meta específica de 10% de fontes renováveis no sector dos transportes (APREN 2010).

Com as novas metas esse valor passa para os 7000 MW para o ano de 2020, o que se traduz na Figura 7, na passagem dos 46% para os 70% de potencial em 2020, sendo que, no que concerne à produção de electricidade, esta última equivale aos 45% do consumo bruto em 2020.

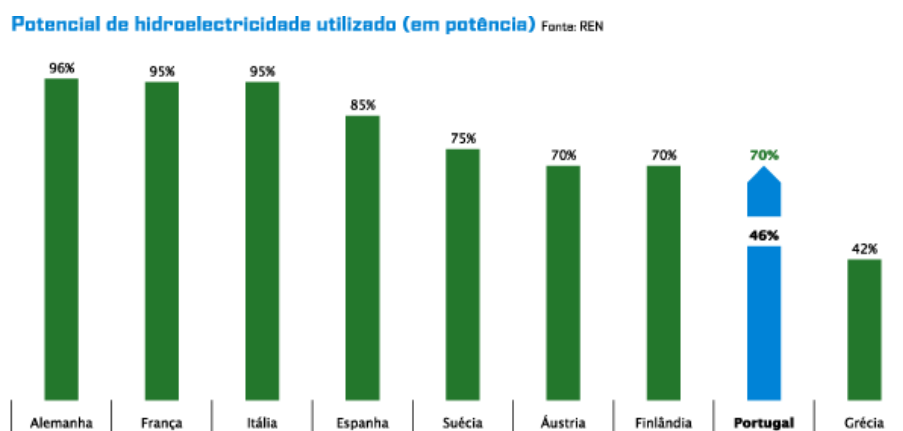


Figura 7 – Potencial de hidroelectricidade utilizado em potência (PNBEPH n.d.)

## 2.3 Produção em Regime Especial (PRE)

Nos últimos anos, o maior peso da PRE tem sido as eólicas e a cogeração. No entanto, a publicação para a micro e miniprodução poderá mudar o panorama, surgindo mais apetecível este nicho de mercado das pequenas instalações. Estes apoios à produção descentralizada e de origem renovável na sua maior parte, insere-se num plano mais vasto denominado Estratégia Nacional de Energia 2020. Este plano estratégico baseia-se nos seguintes objectivos marcados até 2020:

- a. reduzir a dependência energética do País face ao exterior através do aumento da produção de energia a partir de recursos endógenos;
- b. garantir o cumprimento dos compromissos assumidos por Portugal no contexto das políticas europeias de combate às alterações climáticas;
- c. reduzir em 25% o saldo importador energético com a energia produzida a partir de fontes endógenas;
- d. criar riqueza e consolidar um *cluster* energético no sector das energias renováveis em Portugal;
- e. desenvolver um *cluster* industrial associado à promoção da eficiência energética.

Com vista ao cumprimento dos objectivos estabelecidos, e em conjunto com outras inúmeras medidas, o estado, através do Ministério da Economia, Inovação e Desenvolvimento, publicou um documento no ano de 2007 microprodução (DL 363/2007), revendo-a em 2010 (DL 118-A/2010) e reforçando a aposta através do complemento em 2011 da miniprodução (DL 34/2011)

### 2.3.1 Microprodução

O conceito de microprodução é encontrado na literatura definido de modos semelhantes, no entanto apresentam variações. Resolveu-se então, apresentar duas das muitas definições encontradas:

1. Microgeração é a produção de electricidade e/ou calor em casas individuais (Sauter 2006);
2. Microgeração é a produção de electricidade ou de calor e electricidade, por intermédio de instalações de pequena potencia, designadas de unidades de microprodução (MEI n.d.).

No entanto, e no âmbito da aplicação de tarifas bonificadas pelo DL 118-A/2010, é em Portugal definido como microprodução, a produção de electricidade, monofásica ou trifásica, de baixa tensão e como potencia máxima de ligação de 5,75kW, sendo que em caso de se tratar de um condomínio de 6 ou mais fracções esse valor pode subir para os 11,04kW, mas no caso de se querer usufruir da tarifa bonificada, o limite cai para 3,68kW.

Com o DL 118-A/2010, de 25 de Outubro que vem alterar o DL 363/2007, de 2 de Novembro, o estado faz um balanço de 3 anos de incentivos a este tipo de produção, e apresentam números que representam o seu crescimento. Segundo eles, o programa iniciado em 2007 apresenta-se como bem sucedido, apresentando números que rondam as 5400 unidades de microprodução que correspondem a cerca de 19MW de potência instalada. Com este novo documento pretende-se que a microprodução continue a crescer. Para isso são apresentadas 6 acções preponderantes:

1. Aumento da potência atribuída anualmente de 14MW para 25MW;
2. Mecanismos para garantir o acesso à microprodução, com base em critérios de interesse público, a entidades que prestem serviços de carácter social, nomeadamente estabelecimentos na área da saúde, educação, solidariedade e protecção social, bem como na área da defesa e segurança e outros serviços do Estado ou das autarquias locais;
3. Procedimentos relacionados com o registo da produção em regime de microprodução passam a ser mais simples e mais transparentes. O registo para produção é aberto e só deixa de estar disponível quando a potencia máxima for atingida;
4. Regime bonificado de venda de electricidade acessível mediante o cumprimento de determinadas condições adequado aos custos dos equipamentos associados às unidades de microprodução;
5. Regime bonificado associado à implementação de medidas de eficiência energética, exigindo-se que o local de consumo disponha de colectores solares térmicos, caldeiras de biomassa ou, no caso dos condomínios, a obrigatoriedade de medidas de eficiência energética identificadas em auditoria;
6. Regime para que os laboratórios do estado e de outras entidades públicas possam investigar, desenvolver, testar e aperfeiçoar novas tecnologias de produção de electricidade.

Mas para se integrar na microprodução definida neste DL e ter acesso a todas as suas vantagens, o microprodutor tem de se encontrar ligado à rede, ser consumidor de energia eléctrica e ser detentor de contrato de compra e venda de electricidade com um comercializador. Além disso e da potência não poder exceder os valores apresentados anteriormente, a potência da unidade de microprodução encontra-se também limitada a 50% da potência contratada no contrato de compra e venda referido. Todos os passos a seguir para se tornar microprodutor estão descritos no Anexo A – Processo de Registo como Microprodutor.

Uma das vantagens de ser microprodutor ao abrigo do DL enunciado é o facto da tarifa de venda ser bonificada e, além disso, a obrigatoriedade do comercializador comprar toda a electricidade produzida, passando assim o produtor a ganhar dinheiro na diferença de tarifário entre a venda e a compra.

A tarifa bonificada que se referiu anteriormente varia consoante o tipo de fonte de energia que estamos a utilizar. É uma tarifa aplicável durante 15 anos subdivididos em duas fracções de tempo, a primeira com duração de 8 anos e a posterior de 7. Esta tarifa tem o valor de referência de 400€/MWh para o primeiro período e 240€/MWh, sendo que estes valores vão sendo reduzidos à taxa anual de 20€/MWh.

Como foi dito anteriormente, a fonte de energia vai ter implicação directa sobre a taxa bonificada a que o microprodutor irá ter direito. A variação a seguir apresentada incide sobre os valores de referência:

- Solar – 100%
- Eólica – 80%
- Cogeração a biomassa – 70%
- Hídrica – 40%
- Cogeração não renovável – 40%
- Pilhas de combustível – Apenas se hidrogénio for proveniente de microprodução renovável, sendo que a percentagem será definida pela energia renovável utilizada para a produção desse hidrogénio.

De frisar ainda que a electricidade vendida a preço bonificado tem um limite de 2,4MWh/ano para a solar e eólica e de 4MWh/ano para as restantes, isto por cada kW de potência instalada.

Analisando mais profundamente a microprodução, são encontradas inúmeras vantagens apresentadas por diversos autores, bem como, estudos que explicam a falta de investimento particular na microprodução.

Uma vantagem largamente apresentada por diversos autores é a diminuição da dependência energética, sendo que esta vantagem está ligada a todo o tipo de produção eléctrica de origem renovável. Aliado a este facto aparece também a vantagem de se diminuir a emissão de GEE para a atmosfera.

Outra vantagem apresentada para a microprodução está ligada à redução das perdas em linha, isto porque a produção descentralizada de energia eléctrica baseia-se numa maior proximidade entre o local de produção e o local de consumo.

Os problemas mais comuns associados a este tipo de produção são ao nível da integração na rede destes focos de potência, bem como a carga burocrática associada ao processo de licenciamento.

Os custos iniciais associados à microprodução são normalmente apontados pelos particulares como a razão principal a não avançarem para o licenciamento, bem como o tempo longo do retorno desse mesmo investimento.

### **2.3.2 Miniprodução**

Com vista ao reforço da produção descentralizada e cumprimento das metas estabelecidas no ENE 2020, Portugal legislou a miniprodução com o DL 34/2011.

Em termos legais, a legislação portuguesa considera a miniprodução uma “actividade de pequena escala de produção descentralizada de electricidade”, com uma “potência máxima atribuível para ligação à rede é de 250 kW” e que derive de uma “instalação baseada numa só tecnologia de produção”.

O acesso à actividade de miniprodutor está dependente do certificado de exploração, sendo este obrigado a efectuar o registo electrónico no Sistema de Registo de Miniprodução (SRMini).

A miniprodução está ainda dividida segundo três escalões de potência, sendo que a cada um corresponde:

- I. as unidades cuja potência não seja superior a 20 kW;
- II. aquelas cuja potência de ligação seja superior a 20 kW ou igual ou inferior a 100 kW;
- III. unidades de miniprodução cuja potência de ligação seja superior a 100 kW ou igual ou inferior a 250 kW.

No entanto, na miniprodução a PRE não é sempre garantida, podendo ficar sujeita a PRO, ficando assim o produtor sujeito às condições de venda de mercado, tornando o investimento menos apelativo.

Para aceder à PRE, o miniprodutor tem de cumprir um conjunto de requisitos, dispostos de seguida:

- a) potência de ligação superior ao limite legal do regime jurídico de microprodução (5,75kW);
- b) não exceda os 50% de potência contratada para consumo com o comercializador;
- c) utilize uma das fontes de energia renovável previstas e apresentadas mais à frente;
- d) determinação, a partir de auditoria energética, de implementar medidas de eficiência, com um período de retorno de:
  - Escalão I – 2 anos;
  - Escalão II – 3 anos;
  - Escalão III – 4 anos.
- e) cumprir as medidas estabelecidas na alínea anterior e reportar à DGEG relatórios até à sua implementação total;
- f) caso o produtor seja considerado um consumidor intensivo de energia e sujeito a esse regime jurídico ou ao regime jurídico de certificação energética de edifícios, terá de cumprir adicionalmente:
  - acordo de racionalização do consumo de energia;
  - após as medidas de melhoria de eficiência, obter a classe B ou superior para edifícios novos e C ou superior para edifícios existentes.



No que concerne à taxa bonificada, esta terá variação consoante o escalão de produção e a fonte energética, tendo um valor de referência de €250/MWh com um decréscimo de 7% ao ano até ao final dos 15 anos de contrato.

Quanto à remuneração consoante o escalão de potência, divide-se da seguinte forma:

- Escalão I – tarifa de referência afectada do coeficiente relativo à fonte;
- Escalões II e III – tarifa mais baixa proposta no leilão.

Dependendo do tipo de fonte, a tarifa de referência é afectada da seguinte forma:

- Solar – 100%;
- Eólica – 80%;
- Hídrica – 50%;
- Biomassa e biogás – 60%;
- Pilhas de combustível – Apenas se hidrogénio for proveniente de microprodução renovável, sendo que a percentagem será definida pela energia renovável utilizada para a produção desse hidrogénio.

Para a miniprodução o estado alocou 50MW de potência para ser licenciada anualmente, sendo que não é possível alocar mais de 25% para o escalão I, ficando ainda o Governo com a possibilidade de reservar 10% para prestadores de serviços de carácter social, para a área da defesa, da segurança ou outros serviços da administração central e local.

De frisar ainda o limite de energia vendida anualmente através da tarifa bonificada que se situa limitada a 2,6MWh para solar e eólica e 5MWh para as restantes, por cada quilowatt instalado.

### 3 Moinhos Hidráulicos

O interesse na microprodução eléctrica a partir de fonte hídrica demonstrado nesta dissertação, tem como ponto de partida a utilização dos locais onde ao longo dos séculos existiram moinhos hidráulicos. Surge portanto o interesse na síntese dos engenhos que ao longo do tempo serviram para esse fim, de forma a entender os engenhos tradicionais e as suas características de funcionamento.

Para suprir as necessidades de moagem, a evolução levou ao aproveitamento do recurso que abundava, a água, e retirou a carga desse trabalho de homens e animais, otimizando o processo de moagem dos cereais de forma a posteriormente produzir o alimento básico da dieta humana – o pão. A alusão mais antiga a moinhos de água data dos anos 80 a. C., sendo que, em Portugal, não é fácil situar o seu aparecimento, mas supõe-se que tivesse sido durante o domínio romano, povo que disseminou esta tecnologia por todo o seu império (de Oliveira, Galhano & Pereira 1983).

Existem moinhos espalhados por todo o país, sendo que variam de tipologia consoante as características do curso de água em que são aplicados, sendo que a sua divisão típica é apresentada na Figura 8.

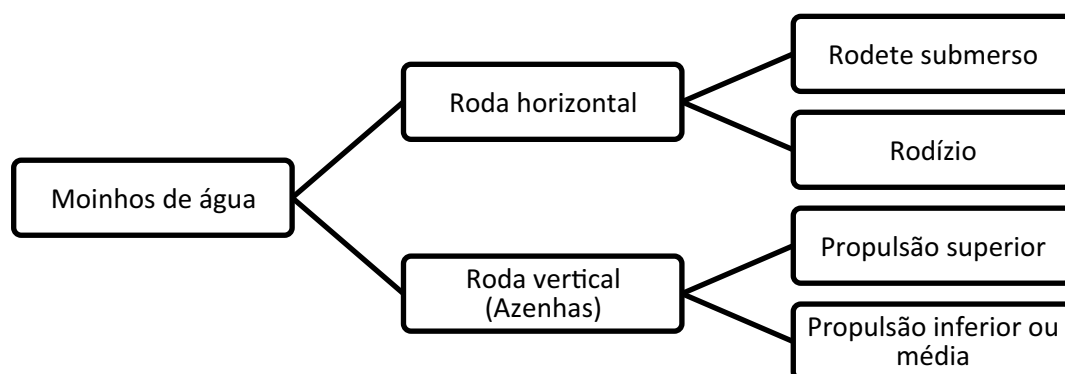


Figura 8 – Divisão dos moinhos de água por classes

Esta divisão representa de forma mais ou menos uniforme a diversidade de engenhos existentes, e dessa forma será em seguida abordada cada classe de engenhos.

### 3.1 Roda Horizontal

Este tipo de moinhos foram os primeiros moinhos hidráulicos a aparecer pela sua simplicidade. Como o elemento motor se encontra na posição horizontal, o seu sistema de transmissão simplifica-se, bastando para isso um único veio coaxial vertical a ligar esse elemento à mó (Viollet 2005).

Através da Figura 9, podemos mais facilmente visualizar as partes principais que compõem estes tipos de moinho, como é o sistema de alimentação de água, o elemento motor (roda), o veio coaxial, a mó e a parte onde esta se situa, designada por zona de moagem.

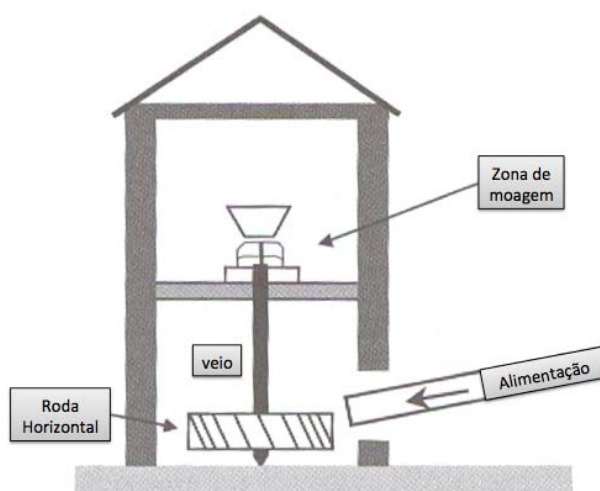


Figura 9– Representação de um moinho típico de roda horizontal (Viollet 2005)

Além da simplicidade na transmissão de potência, este tipo de moinhos tem outro tipo de vantagem, que é trabalharem com caudais pouco elevados. Isto permitia que fossem aplicados em muitas localidades, servindo assim a população. Aliado a estes factos, o seu baixo custo de construção tornou-os apetecíveis e populares. Um pequeno senão seria a necessidade de trabalhar com uma queda que compense os baixos caudais, o que provocava a necessidade de busca dos melhores locais (Viollet 2005).

Tipicamente, os moinhos de roda horizontal divergem em dois tipos – de rodete e de rodízio.

#### 3.1.1 Rodízio

Este tipo de moinho caracteriza-se pelo seu engenho motor, o qual lhe dá o nome, uma roda horizontal com cerca de um metro de diâmetro, constituída por inúmeras palas de madeira dispostas radialmente como se verifica na Figura 10. De forma a se aprofundar a distinção segundo a tipologia do engenho, divide-se os moinhos de rodízio em dois – fixo à pela e móvel ao longo da pela.



Figura 10 – Rodízio artesanal de fabrico recente (remodelação de moinho)

#### ***3.1.1.1 Fixo à pela***

O facto de ter o nome de rodízio fixo à pela baseia-se na forma como as penas são afixadas, directamente na pela, não sendo possível a sua alteração de altura, como se pode verificar na Figura 11.

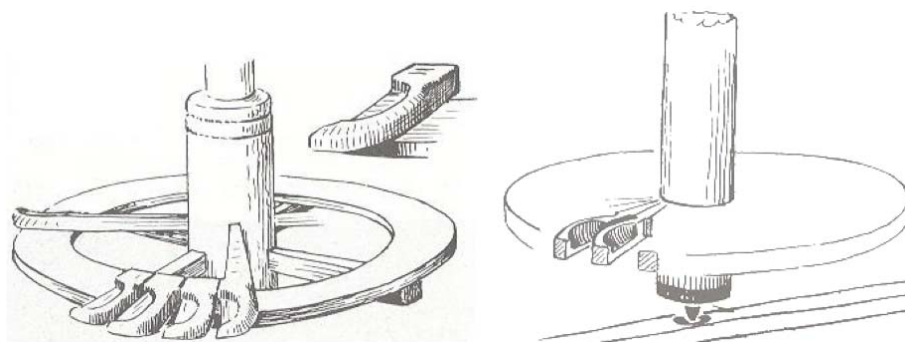


Figura 11 – Demonstração da fixação das penas (de Oliveira, Galhano & Pereira 1983)

Este é o tipo de engenho dominante no nosso país, aparecendo por todo o território Nacional. No entanto, é no Norte, principalmente em zonas rurais e montanhosas, que este domínio se faz notar mais evidentemente, pois a quase totalidade dos moinhos são deste tipo. No Sul coexistem com outros tipos, sendo por isso o seu domínio esbatido.

A sua construção é tipicamente em pequenos moinhos em zonas normalmente rurais, sendo implementados na sua origem para servir a aldeia ou no máximo as aldeias vizinhas, dado as suas limitações de produção. Quando inserido em zonas mais urbanas são normalmente de construção mais cuidada e de maiores dimensões.

Este tipo de moinhos localiza-se preferencialmente junto a regatos, levadas ou locais semelhantes, que têm como características principais o baixo caudal, o que leva a que sejam utilizadas contrações na injeção para aumentar as velocidades.

Neste tipo de engenhos, o sistema de injeção da água é composto pelo cubo (1), que é o canal de alimentação, e esguicho (2), que é o injector do rodízio, como se visualiza na Figura 12.

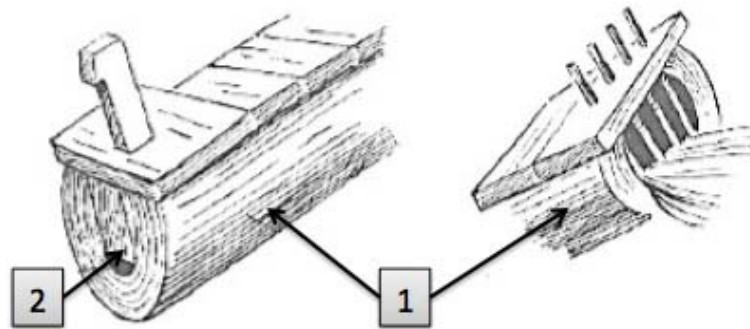


Figura 12 – Sistema de injeção de água (de Oliveira, Galhano & Pereira 1983)

Ao rotor propriamente dito é dado o nome tradicional de penado e às pás que se dispõem na sua periferia o nome de penas.

### ***3.1.1.2 Móvel ao longo da pela***

Este tipo de engenho surgiu muito provavelmente para fazer face a problemas que aconteciam com os moinhos de rodízio fixo à pela, em locais onde o nível do rio é bastante diferente entre o Verão e o Inverno. É uma evolução natural e um sistema para contrariar os problemas sentidos.

Neste tipo de engenho, as penas não se inserem directamente na pela, mas sim num cepo ou manga (Figura 13) com movimentação ao longo desta, de forma a ajustar a sua posição consoante o nível das águas no cabouco, local onde se situa o rodízio. Esta regulação da altura é feita manualmente e, para a fixação da posição pretendida, eram normalmente utilizadas cavilhas de ferro e cunhas de madeira.

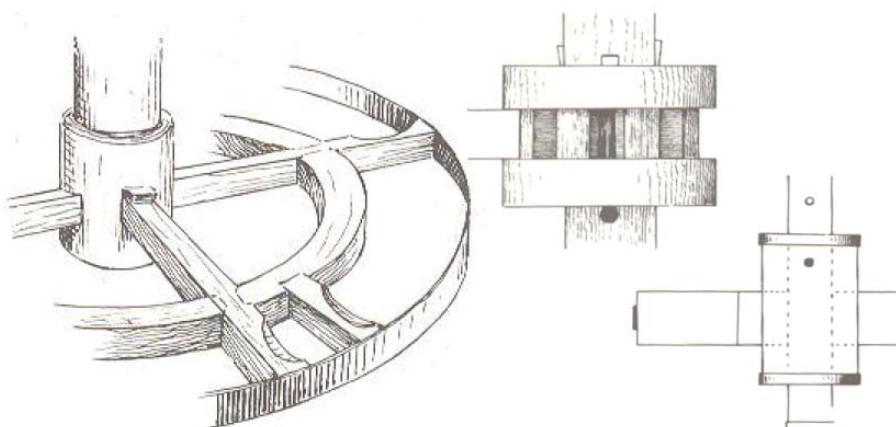


Figura 13 – Pormenores de rodízios móveis ao longo da pela (de Oliveira, Galhano & Pereira 1983)

Este tipo de engenho é muito corrente no Centro e Norte de Portugal.

### 3.1.2 Rodete

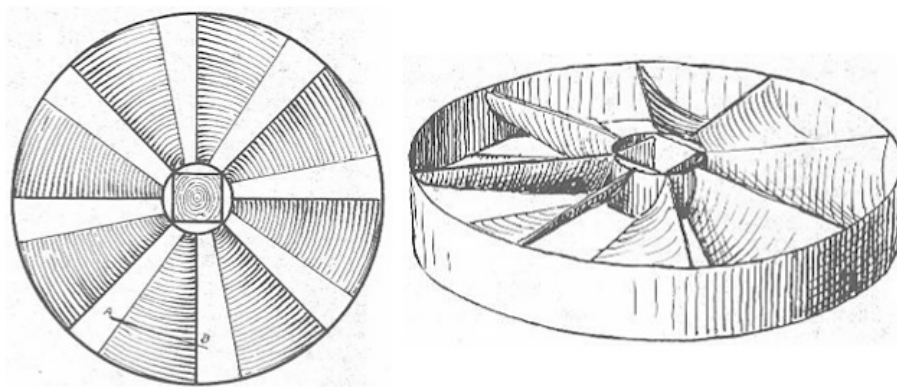
Embora o engenho motor que dá nome ao tipo de moinho, tenha como designação mais comum rodete, pode também ser chamado de turbina de conchas ou de palas. O seu funcionamento dá-se dentro de uma câmara cilíndrica que é denominada de poço ou dorna, consoante a aplicação.

Este tipo de engenhos, ao contrário dos de rodízio, têm como campo de aplicação locais com caudais superiores aos de rodízio, mas com quedas baixas que poderão chegar aos 2 metros.

A transferência de energia dá-se através da incidência de um jacto de água de forma tangencial, que provoca a rotação no engenho motor.

Nos moinhos do tipo rodete podemos, essencialmente, dividir em duas variantes – de conchas ou de palas.

O rodízio de conchas (Figura 14) de utilização definida para poços, era primitivamente feito em madeira e mais para o final da sua evolução passou a ser, geralmente, construído em ferro.

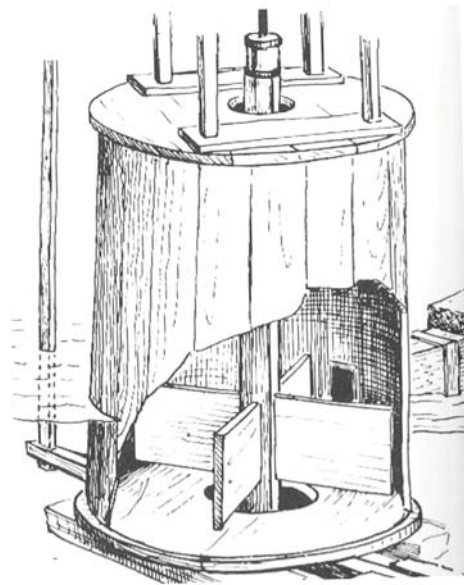


**Figura 14 – Exemplo de um rodete de conchas (de Oliveira, Galhano & Pereira 1983)**

Este tipo de engenho aparece por todo o território, mas é mais corrente no Sul. A maioria destes moinhos eram inicialmente rodízios de penas que foram alterados para o engenho se enquadrar melhor nas condições do rio.

Os poços onde se situam este tipo de engenhos são cilíndricos e a entrada de água dá-se quase tangencialmente à parede do poço, um pouco acima do rodete. A saída da água do poço é feita através de um local situado no seu fundo.

Já o de palas é um engenho mais simples que o anterior e consiste numa simples cruz de tábuas atravessadas ao alto e dispostas radialmente ao veio, sendo por isso considerado como uma versão pobre e rústica das turbinas. É um engenho que trabalha no interior de uma dorna ou pipa como exemplifica a Figura 15.



**Figura 15 – Esquemática do rodete de palas no interior da dorna (de Oliveira, Galhano & Pereira 1983)**

De funcionamento simples, nestes moinhos a água atravessa uma caleira de madeira e entra na dorna tangencialmente, direccionando desta forma o jacto de água para as tábuas que compõem o engenho.

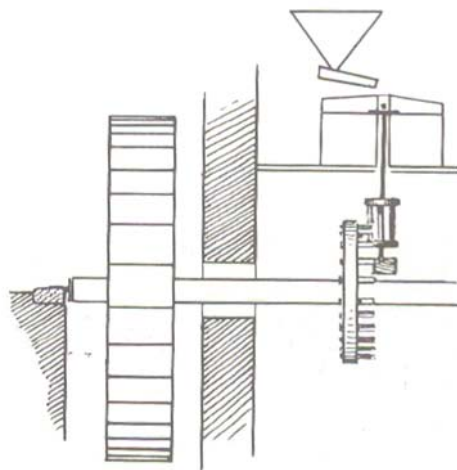
Aparecendo na maioria dos casos em alguns pequenos rios minhotos, o bom desempenho deste é exponenciado com a melhoria do binómio calibre da caleira e orifício de saída da água.

### **3.2 Roda Vertical**

Como o próprio nome indica, a disposição deste tipo de engenho passa por uma roda vertical que apresenta invariavelmente maiores dimensões que as rodas horizontais apresentadas anteriormente.

É normal coexistirem nos mesmos locais que os moinhos de roda horizontal, podendo complementar-se de forma a que durante o ano, as paragens de moagem sejam mínimas.

Fixada no exterior do moinho, a roda vertical é coaxial com uma roda dentada de madeira que se encontra no interior deste, engrenando por sua vez num carreto de eixo vertical coaxial com a mó (Figura 16). É desta forma que normalmente se faz a transmissão.

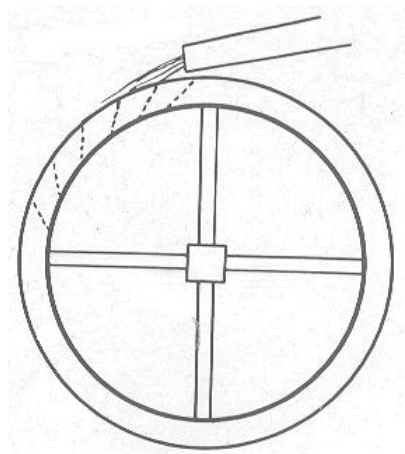


**Figura 16 – Sistema de transmissão numa roda vertical (de Oliveira, Galhano & Pereira 1983)**

Existindo diferenças claras entre várias unidades de moinhos de roda vertical, estas são normalmente divididas em 3 famílias – de propulsão superior, de propulsão média e de propulsão inferior.

### **3.2.1 Azenhas de propulsão superior**

Têm esta designação pelo facto da roda se encontrar num plano inferior ao nível da água, incidindo esta no seu topo como podemos visualizar na Figura 17. Além desta designação, são também apelidadas de azenhas de copos, azenhas copeiras ou azenhas de queda.



**Figura 17 – Esquema de uma roda vertical de propulsão superior (de Oliveira, Galhano & Pereira 1983)**

Quando ao seu accionamento, este dá-se através da conjugação do impulso do jacto de água sobre os seus copos e com o próprio peso da água, sendo por isso aplicados a locais com caudais reduzidos. O resultado é baixas potências, que cingia a serventia deste tipo de moinhos às localidades onde se inseriam.

Também aparecem disseminados por todo o país, sendo que são de maior abundância no Sul.



É possível ainda distinguir duas variantes dentro deste grupo de azenhas – propulsão à frente ou atrás – sendo que, pelos levantamentos efectuados, em Portugal apenas encontramos os de queda frontal.

### 3.2.2 Azenhas de propulsão média

Muitas vezes agrupadas às de propulsão inferior, são aplicadas em cursos de água com caudais um pouco menores que as azenhas de propulsão inferior, mas que por sua vez têm uma pequena queda que leva a aproveitar o peso da água, incidindo a água a meio da altura da azenha (Figura 18).

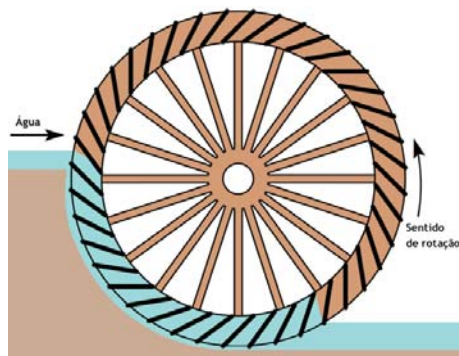


Figura 18 – Azenha típica de propulsão média (Short 2009)

A forma como são desenhadas as pás e da forma como a água incide, varia consoante o caudal do curso de água, levando ao aproveitamento máximo deste, maximizando o incremento de potência gerado pela queda.

### 3.2.3 Azenhas de propulsão inferior

Denominadas de propulsão inferior, têm esta designação pelo facto da entrada de água ser feita pela parte inferior da azenha (Figura 19), podendo ainda ser designadas de azenhas de rio.



Figura 19 – Esquema de uma roda vertical de propulsão inferior (de Oliveira, Galhano & Pereira 1983)

O seu accionamento é feito através da energia cinética da corrente, sendo que o caudal incide nas pás à sua passagem promovendo a rotação da roda. O seu método de accionamento leva a que sejam preferencialmente aplicadas a locais com caudais generosos, sendo as quedas admissíveis inferiores.

Estas características fazem com que o seu campo de aplicação seja essencialmente os grandes rios, podendo ser de carácter permanente ou apenas temporário. O facto de serem aplicadas a grandes rios faz com que sejam, na maior parte das vezes, grandes empreendimentos, e que permite até a utilização de mais de uma mó por roda.

### **3.2.4 Permanentes**

Sendo estas permanentes, é natural que a sua construção seja necessariamente mais robusta e sólida, de forma a perdurar no tempo e suportar as intempéries e todas as oscilações do caudal do rio.

Este tipo de empreendimento é quase sempre de dimensões generosas e estava associado a maiores quantidades de moagem de cereais, sendo que não é de estranhar a existência de duas e até três rodas por moinho, o que permite um número ainda superior de mós.

### **3.2.5 Temporárias**

Um tipo de azenhas diferente, que eram feitas anualmente numa construção menos resistente, e que tinha como objectivo a laboração entre o mês de Agosto e o início das cheias, aproveitando o menor caudal dos rios. Assenta sobre uma base sólida, que seria de carácter permanente, e sobre ela erguia uma cabana de giestas e ramagens que mais tarde seria substituída por uma estrutura de madeira desmontável, deixando assim de perder tudo todos os anos.

A vantagem apresentada por este tipo de azenhas era a implementação numa altura do ano em que, em várias regiões, os ribeiros e levadas já não tinham caudal suficiente para alimentar os moinhos de rodízio, sendo assim um método rápido de alternativa.



## 4 Turbinas Hidráulicas

As turbinas hidráulicas encontram-se inseridas no grande grupo das turbomáquinas, que por sua vez se enquadra no grupo geral das máquinas de fluido, como é possível visualizar na Figura 20. O facto de estarem no grupo de máquinas motrizes deve-se a transformarem a energia hidráulica do fluido noutra forma de energia.

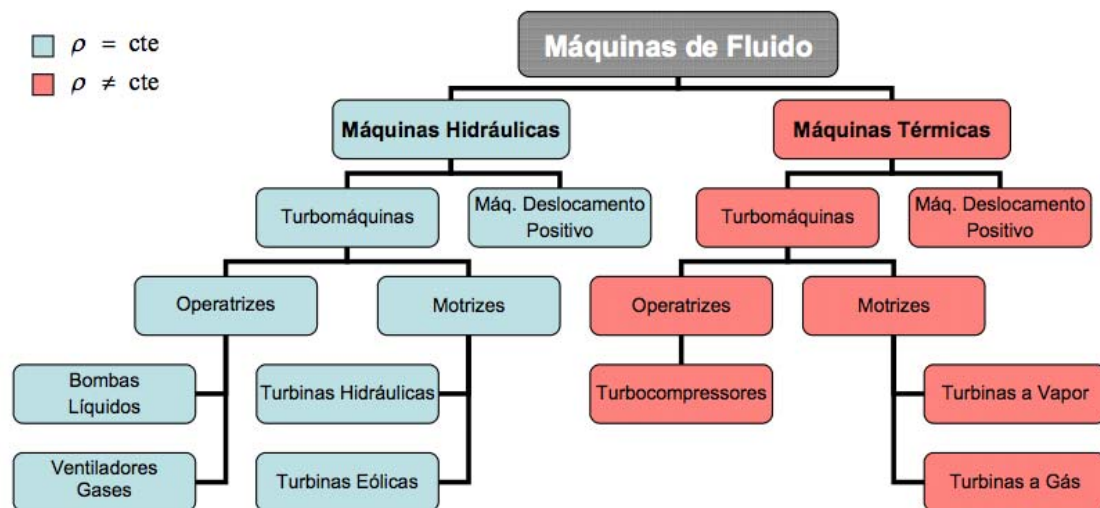


Figura 20 – Esquema da divisão das máquinas de fluido em famílias (Brazil 2010)

A característica comum de todas estas máquinas é que todas elas têm um eixo de rotação no qual são montados uma série de pás, e onde acontece transferência de energia entre fluido e o veio (Logan & Prasad 2003).

Sendo o grupo de turbomáquinas tão vasto, este pode ser dividido segundo vários critérios, que se explica em seguida:

- a) Quanto à **direcção da conversão da energia** as turbomáquinas dividem-se em:
  - i. **Operatrizes** – Como se verifica na Figura 20, estas podem classificar-se em operatrizes, sendo que estas têm como função fornecer energia a um fluido;
  - ii. **Motrizes** – Ao contrário das anteriores, as motrizes transformam um tipo de energia que a natureza nos oferece em trabalho mecânico.
- b) Quanto à **forma dos canais entre as pás** do rotor as turbomáquinas dividem-se em:
  - i. **De acção ou impulsão** – Consideram-se máquinas de acção quando que os canais do rotor constituem simples desviadores de fluxo, não havendo aumento ou diminuição da pressão deste quando passa através deste;

- ii. **De reacção** – Por sua vez, máquinas de reacção são aquelas em que os canais constituídos pelas pás móveis do rotor provocam uma variação da pressão no fluido, sendo que nas turbinas a pressão sofre uma diminuição e nas bombas e ventiladores sofre um aumento.
- c) Quanto à trajectória do fluido no interior do rotor as turbomáquinas dividem-se em:
  - i. **Radiais** – Fluido tem uma entrada axial e saída radial (Figura 21 a)
  - ii. **Diagonais** – Quando o percurso do fluido não é axial nem radial é considerado diagonal, misto ou semi-axial (Figura 21 b).
  - iii. **Axiais** – Percurso do fluido no interior do rotor é paralelo ao eixo deste (Figura 21 c);
  - iv. **Tangencial** – Neste caso o jacto de fluido é encaminhado por um injector e incide no rotor de forma tangencial (Figura 21 d).

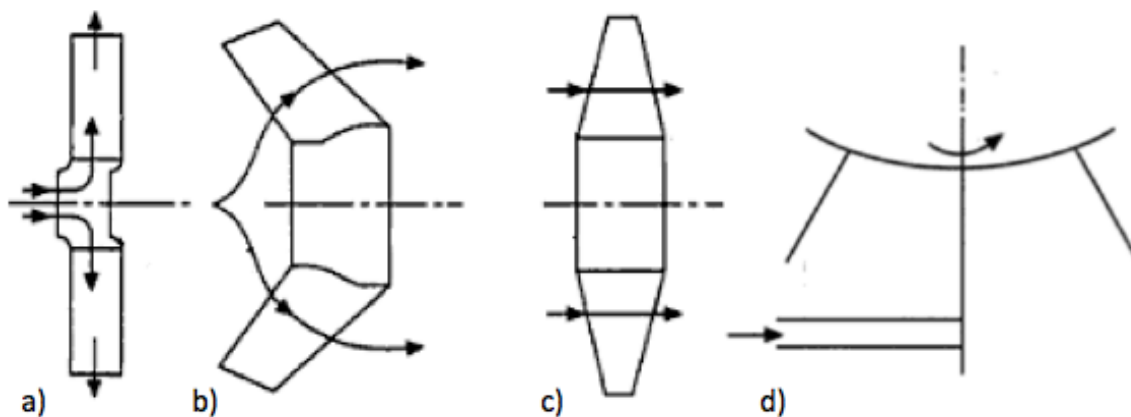


Figura 21 – Trajectórias: a) Radial; b) Diagonal; c) Axial; d) Tangencial (Venkanna 2009)

A turbina hidráulica é um equipamento que aproveita a energia potencial e/ou cinética da água que, fazendo movimentar as suas pás, é transformada em energia mecânica no seu veio, que posteriormente poderá ser aproveitada para geração de energia eléctrica através de um gerador.

Sendo as turbinas hidráulicas aplicadas em barragens com a finalidade de gerar energia eléctrica, podemos também classificar as centrais hidroeléctricas.

Analisando equação da potencia teórica, presente na equação ( 4.1 ), é possível ter noção dos parâmetros para a classificação destas centrais.

$$P = \rho \times g \times H \times Q \quad ( 4.1 )$$

Sabendo que  $\rho$  e  $g$  correspondem respectivamente à massa volúmica da água e à aceleração gravítica terrestre, resta a potência teórica (P), a queda máxima útil (H) e o caudal (Q) para classificar as centrais hidroeléctricas.

Quanto à potência, as centrais hidroeléctricas são comumente distinguidas em centrais de grande porte e Centrais Mini Hídricas (CMH) pela fronteira de potência de 10 MW.

Utilizando os critérios da União Internacional de Produtores e Distribuidores e Energia Eléctrica (UNIPED) para a classificação de CMH e completando-as com a classificação internacional de médias e grandes centrais, foi possível chegar à Tabela 1.

**Tabela 1 – Classificação de centrais hidroeléctricas (Castro 2008)**

Designação	Potência Instalada (MW)
Grande Central Hidroeléctrica	$\geq 100$
Média Central Hidroeléctrica	$10 \leq P < 100$
Pequena Central Hidroeléctrica	$2 \leq P < 10$
Mini Central Hidroeléctrica	$0,5 \leq P < 2$
Micro Central Hidroeléctrica	$< 0,5$

Esta divisão não é contudo consensual na Europa, sendo que na Alemanha a micro-hídrica fica no intervalo de 0,5 kW a 100 kW sendo abaixo disso classificada como pico-hídrica, sendo as outras classes ligeiramente diferentes.

Quanto à queda esta tem uma grande variação, podendo ser classificadas do modo apresentado na Tabela 2.

**Tabela 2 – Classificação das quedas em CMH**

Designação	H (m)
Queda baixa	2 – 20
Queda média	20 – 150
Queda alta	$> 150$

## 4.1 Turbinas de Impulsão

Este tipo de turbinas utiliza a energia cinética contida num jacto de água para transformar em energia mecânica na rotação da turbina (Figura 22). Para gerar um ou mais jactos que incidirão sobre as pás da turbina, é transformada previamente a energia potencial da água em energia cinética através da passagem da água por um canal de adução e uma contracção.

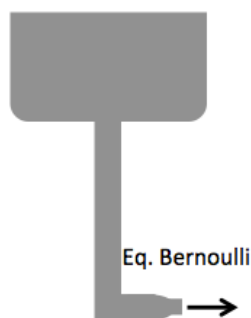


Figura 22 – Conversão de energia potencial em cinética

O jacto gerado posteriormente incide sobre a turbina a alta velocidade e à pressão atmosférica.

#### 4.1.1 Pelton

Decorria o ano de 1880 e o engenheiro americano Lester Pelton patenteia a turbina hidráulica Pelton (Figura 23) descrevendo-a como uma roda composta por inúmeros baldes duplos simétricos situados na periferia desta, onde os jactos de água incidem proporcionando movimento rotacional à turbina.

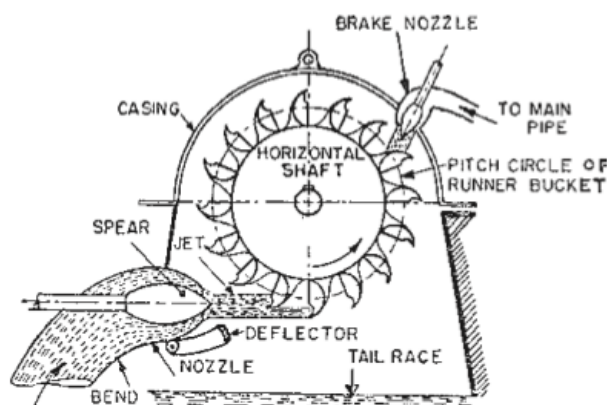


Figura 23 – Exemplo de turbina Pelton (Warnick 1984)

É um tipo de turbina que pode ser aplicado quer em eixo vertical, quer em eixo horizontal, sendo que na maioria dos casos de aplicação a posição é em eixo horizontal. Sobre esse eixo é colocada a roda (Figura 24) que, como é descrito anteriormente, tem em toda a sua periferia baldes duplos simétricos sobre os quais os jactos de água incidem.



Figura 24 – Exemplo de roda de turbina Pelton (Dixon 1998)

Neste tipo de turbinas, o rotor está à pressão atmosférica, pelo que são máquinas de impulsão pura, sendo a trajectória da água tangencial (Figura 21 d).

Como se pode facilmente analisar pela Figura 25, o sistema de captação de água é composto por um reservatório (*reservoir*), onde um volume de água alimenta uma conduta que, antes de descer pela conduta de alimentação (*penstock*) até aos injectores, passará por uma zona onde se situa uma câmara de equilíbrio (*surge tank*) que dará estabilidade ao escoamento. A altura da conduta servirá para a transformação da energia potencial da água em energia cinética que será aproveitada na injeção da água a alta velocidade sobre a turbina.

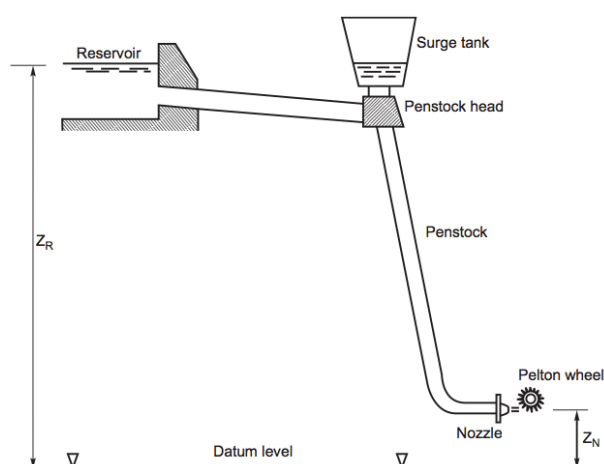


Figura 25 – Esquema de aplicação de turbina Pelton (Dixon 1998)



A injeção da água é feita através de um ou vários injectores (*nozzle*), tangencialmente à roda como demonstra a Figura 23. O fluxo de água que passa no injector é controlado por uma válvula de agulha (Figura 26).

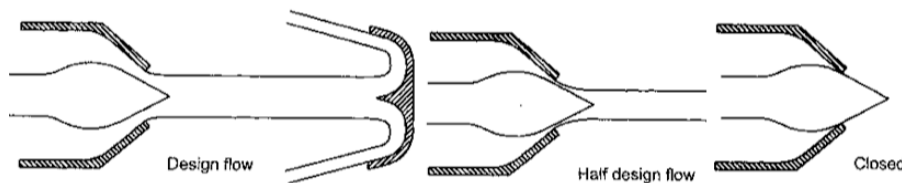


Figura 26 – Método de regulação de caudal no injector (Thake 2000)

Esta válvula utiliza o movimento da agulha (*needle*) para regular o fluxo do jacto de água (*water jet*) como é possível observar na Figura 27.

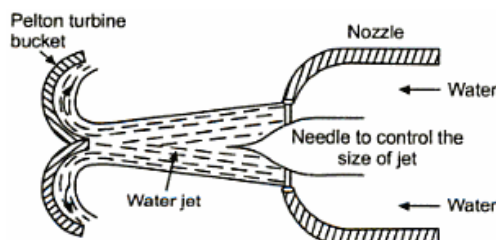


Figura 27 – Esquema de funcionamento da válvula do injector sobre o caudal (Kothari, Singal & Ranjan 2009)

A performance da turbina Pelton sofre alterações com a variação do número de injectores, podendo esta ter desde um injector até um número razoável de cerca de seis, já que se tem de ter em conta o binómio custo/rendimento. A Figura 28 apresenta uma turbina Pelton de eixo vertical com 6 injectores, sendo este um nível já elevado de pontos de injeção. Turbinas com mais injectores são raras.

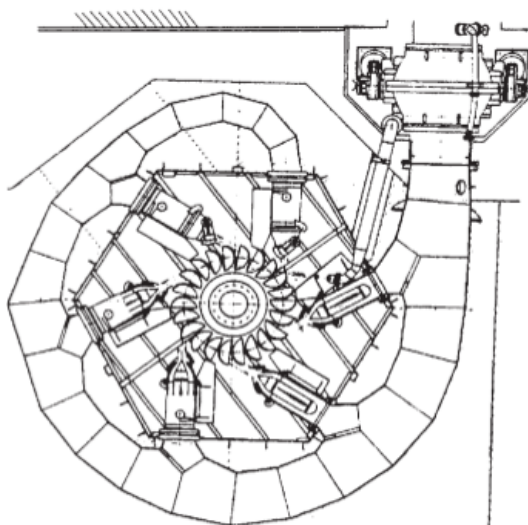


Figura 28 – Pelton de eixo vertical com 6 pontos de injeção (Dixon 1998)

O binómio enunciado que relaciona o custo inicial de aplicação de um ou mais injectores *versus* a eficiência da turbina é algo a levar em consideração. Na Figura 29 verificam-se as curvas de eficiência da turbina em relação à potência debitada consoante a aplicação de um ou dois pontos de injeção.

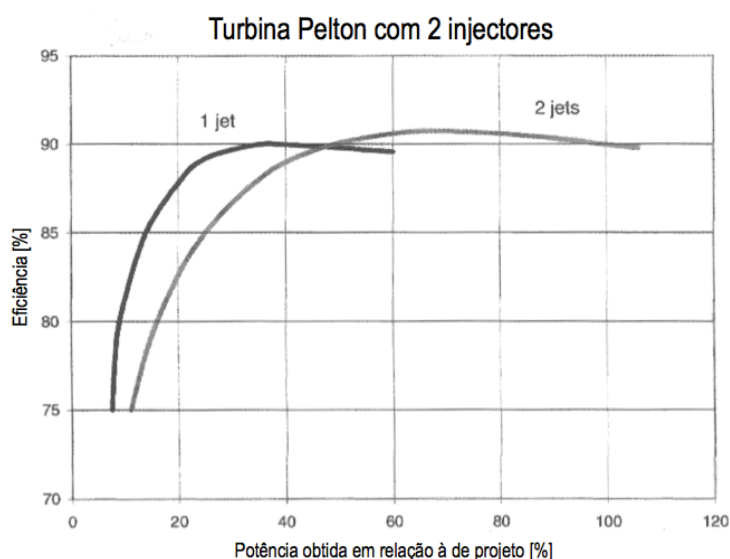


Figura 29 – Gráfico relativo à variação da eficiência em função da potencia para 1 e 2 injectores (Thake 2000)

Da análise conclui-se que para baixas potências, a curva de eficiência para um único injector é mais favorável, mas apenas num campo muito limitado, sendo que com dois pontos de injeção obtêm-se eficiências mais elevadas para maiores potências debitadas, tendo um campo de aplicação mais abrangente.

Como já mencionado, os jactos de água incidem sobre baldes duplos simétricos que se encontram dispostos em toda a periferia da roda. A Figura 30 mostra de forma explícita o aspecto de um balde duplo de uma turbina Pelton.

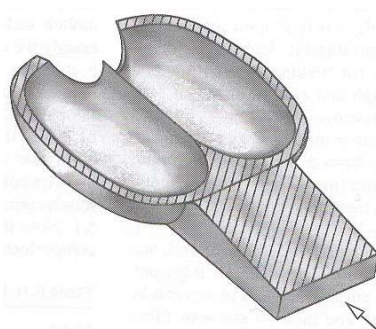


Figura 30 – Aspecto do balde duplo das turbinas Pelton (Thake 2000)

O fabrico destes baldes é feito quase exclusivamente por fundição em areia verde, sendo o molde normalmente de alumínio. A escolha recai sobre a fundição pois é um método barato, confiável e produz peças complexas rapidamente. O material mais indicado para o balde propriamente dito é o aço inoxidável

(304C12 e BS 3100:1976), sendo que na impossibilidade de utilização deste, outros aços ou ferro fundido pode ser usado (Thake 2000).

Em termos de manutenção da turbina esta requer obviamente a paragem da mesma. O sistema mais vulgarmente utilizado para promover a paragem da roda consiste num deflector (Figura 31) colocado a saída do(s) injector(es) que promove o redireccionamento do jacto fazendo com que este não incida sobre os baldes da turbina e consequentemente não alimente o seu movimento de rotação.

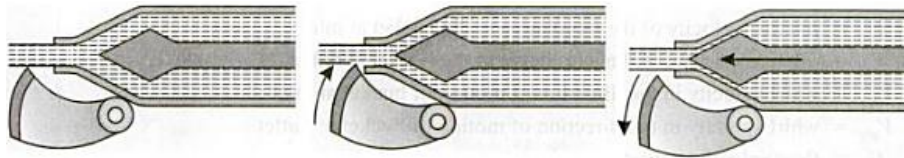


Figura 31 – Aplicação do deflector no injector (Sawhney 2010)

#### 4.1.2 Turgo

A turbina Turgo foi patenteada em 1919, pela empresa norte americana Gilkes, sendo apresentada como uma variante da turbina Pelton para pequenas aplicações (Gouriérès 2009). Nesse mesmo ano foi instalada na Escócia a primeira turbina (Turgo turbines 2009).

A sua gama de acção abrange as fronteiras das Pelton e das Francis, sendo que por vezes perde terreno devido à maioria do seu campo de aplicação cair sobre campos de aplicação de outras turbinas. Apresenta na maioria das vezes eixo vertical e tem um rotor que se assemelha em parte com as rodas horizontais usadas em alguns moinhos como se pode ver na Figura 32 (Gouriérès 2009).



Figura 32 – Rotor de uma turbina Turgo (Bronze Turgo Wheel n.d.)

Como é também perceptível na Figura 32, o eixo neste tipo de turbinas é de posição vertical, advindo desse facto uma maior facilidade em acoplar geradores.

Este tipo de turbina é normalmente aplicado em mini-hídricas, estando normalmente a sua potência compreendida entre os 2kW e os 150kW, para quedas superiores a 20 metros (Meier 2001).

No entanto, a empresa *Gilkes*, responsável pelo seu desenvolvimento desde que a inventou, anuncia a produção deste tipo de turbinas numa gama de potências que vai desde os poucos *quilowatts* até aos 1000kW, para aplicações com quedas compreendidas entre os 30 e os 300 metros.

A forma das pás onde a água é injectada é semelhante a uma calote hemisférica ligeiramente achatada e com um ângulo de abertura na ordem dos 160° como é possível analisar na Figura 33 (Gourières 2009).



**Figura 33 – Pormenor da forma dos baldes (Turgo turbines 2008)**

Neste tipo de turbinas as pás não são fixas numa posição perpendicular ao plano de rotação, estando antes colocadas ligeiramente inclinadas para a parte superior, de modo a que o jacto incida perpendicularmente (Figura 34). O jacto atinge o balde sendo reflectido para a saída como também é possível visualizar na Figura 34 (Gourières 2009).



**Figura 34 – Incidência do jacto de água (Turgo turbines 2008)**

Aparecendo como alternativa à turbina Pelton, trouxe como principal vantagem a sua maior simplicidade de construção e consequentemente menor custo, aliando a esse facto, a admissão de um caudal superior.

A sua construção traz ainda mais vantagens de funcionamento, estando comprovado que este tipo de turbinas não perde eficiência com a existência de sujidade na água, o que lhe aumenta a gama de aplicação.

A sua pequena perda de eficiência com variação de carga e o facto de não sofrer de cavitação encerram o grupo das principais vantagens (Turgo turbines 2009)

Quanto à sua construção, os baldes são normalmente soldados ao centro de rotação, mas de forma a aumentar a rigidez da turbina, é soldado na maioria das vezes uma guia exterior em torno de todas as pás (Figura 35).



Figura 35 – Visualização da guia soldada na parte exterior das pás (Runner blade's n.d.)

#### 4.1.3 Banki ou de Fluxo Cruzado

Embora não possa ser considerada de impulsão pura devido à pressão no interior do rotor ser ligeiramente superior à atmosférica, é incluída nesta secção por ser onde melhor se enquadra.

Além de Banki pode também ser designada igualmente por Banki-Mitchell, Ossberger ou *crossflow*.

Criada pelo engenheiro mecânico australiano Anthony G. M. Michell, foi patenteada decorria o ano de 1903. Ao longo dos anos outros engenheiros apareceram ligados ao seu desenvolvimento, aparecendo no seguimento o professor e engenheiro mecânico Donát Bánki. Depois de ler um trabalho publicado pelo anterior, o Eng.º Civil Fritz Ossberger decidiu contactá-lo para que pudessem continuar juntos o desenvolvimento da turbina. A turbina é ainda hoje apelidada com o nome dos seus três mais importantes investigadores (Osseberger Turbine n.d.). O nome *crossflow* advém do facto da água que entra na turbina passar pelas pás duas vezes como demonstra a Figura 36.

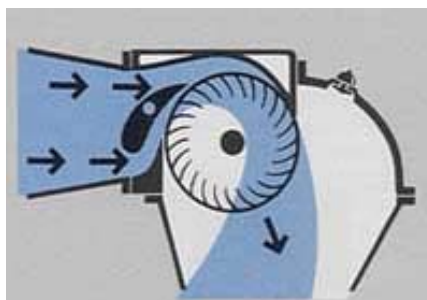


Figura 36 – Visualização do fluxo de água no interior (Osseberger Turbine n.d.)

Uma divisão pormenorizada da maioria dos seus componentes pode ser vista na Figura 37.

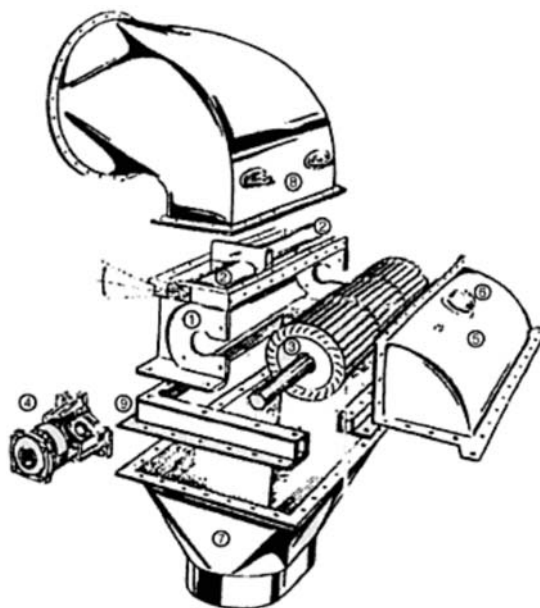


Figura 37 – Vista explodida dos componentes da turbina (Kothari, Singal & Ranjan 2009)

A cada número da figura anterior corresponde um componente que é indicado seguidamente em forma de lista:

- 1 – Carcaça
- 2 – Injector
- 3 – Rotor
- 4 – Rolamento
- 5 – Canto da carcaça
- 6 – Válvula de entrada de ar
- 7 – Descarga
- 8 – Redutor
- 9 – Estrutura da base

Após largos anos este tipo de turbinas passaram quase ao esquecimento, reaparecendo de novo com o entusiasmo crescente em torno das mini-hídricas (da Costa, Santos & Lança 2001).

A divisão essencial deste tipo de turbinas é feita pelo injector e pelo rotor, elementos de maior importância no dimensionamento (Harvey 2009).

Quanto ao injector, este é diferente do que se encontra na turbina Pelton, sendo de secção rectangular.

O jacto proveniente do injector descarrega a água a toda a largura do rotor, a um ângulo de, aproximadamente 16 graus com a tangente (Harvey 2009).



A turbina funciona normalmente com um de dois tipos de injeção, horizontal ou vertical, sendo na injeção horizontal a entrada do fluxo de água dá-se lateralmente (Figura 38 a)) e na injeção vertical admite uma injeção pela parte superior da turbina (Figura 38 b)).

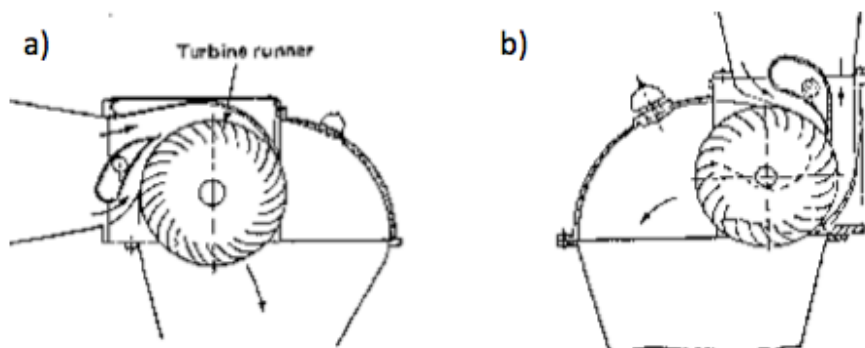


Figura 38 – Tipos de injeção de água (Warnick 1984)

Neste último caso onde a injeção é feita pela parte superior, é possível apresentar duas formas distintas de a executar e controlar, sendo que a forma apresentada na Figura 39 a) é designada de injetor alemão e consiste na regulação da espessura do jacto através da variação automática da posição da lâmina guia consoante o caudal de água, enquanto na Figura 39 b) é exemplificado um sistema manual de regulação.

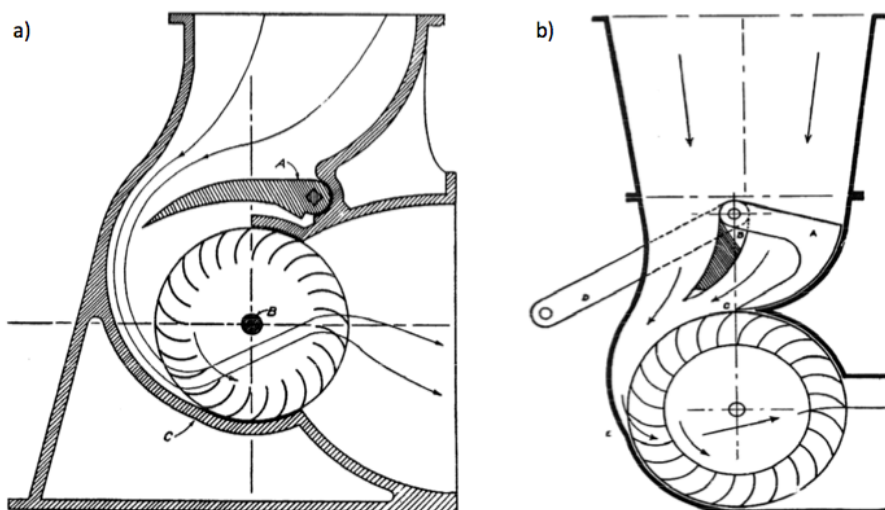


Figura 39 – Exemplos dos sistemas de regulação (Bronze Turgo Wheel n.d.)

O rotor desta turbina é em forma de tambor, composto por dois discos ligados por uma série de pás curvas, sendo estas fabricadas em aço e soldadas aos discos de forma a manter a orientação e solidez (Osseberger Turbine n.d.) (Harvey 2009).

As grandes vantagens da aplicação deste tipo de turbinas são, por um lado, a simplicidade do seu design, que se traduz no seu fácil fabrico e consequente baixo custo, por outro lado, na possibilidade de

aplicação a uma vasta gama de quedas e caudais, mantendo um rendimento razoável (Meier 2001). Estas vantagens foram essenciais para a proliferação deste tipo turbinas no sector particular e em aproveitamentos em países em desenvolvimento (Osseberger Turbine n.d.).

A sua eficiência é no entanto otimizada quando é construída de modo a permitir o funcionamento de forma modular, minimizando os efeitos de diminuição de caudal como sugere a Figura 40.

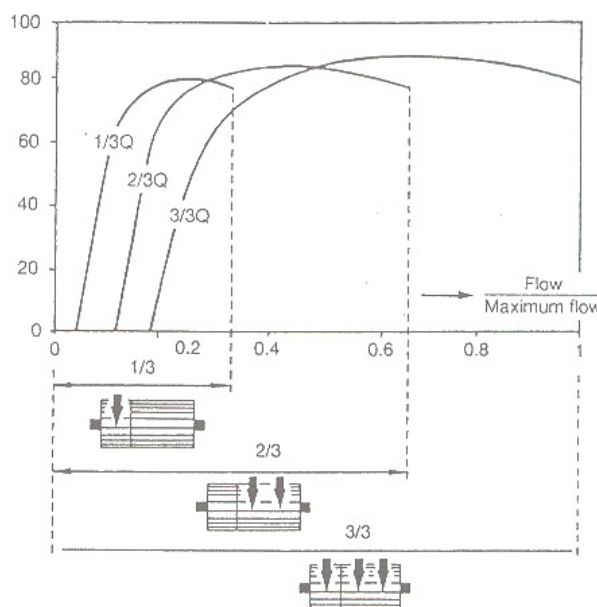


Figura 40 – Variação da eficiência em função do caudal de projecto (Harvey 2009)

Neste exemplo o rotor é fabricado em 3 módulos que podem ser accionados separadamente de forma a criar uma curva de eficiência mais estável com a variação de caudal (Osseberger Turbine n.d.).

Para que isto seja possível a lâmina guia da turbina está dividida em duas partes, sendo que uma abrange 2/3 da largura e a outra 1/3 (Kothari, Singal & Ranjan 2009).

Outros pormenores são também interessantes, como o facto deste tipo de turbinas não produzir esforços axiais, o que faz com que não seja necessário a utilização de rolamentos de pressão (Osseberger Turbine n.d.).

O movimento do fluxo no rotor permite também a auto-limpeza. Este facto é possível devido ao movimento do fluxo que provoca forças centrífugas sobre os detritos que se encontram entre as pás, possibilitando a sua remoção natural sem acarretar custos.

O facto de ter uma operação suave que permite a quase ausência de vibrações e a inexistência de cavitação.



Quanto a limitações, uma que aparece desde logo como determinante é a sua eficiência máxima relativamente baixa. Este facto retira mercado nas aplicações de grande escala, em que a eficiência máxima é preponderante para investimentos tão avultados e com o caudal a ser controlado para que estejamos a maioria do tempo em regimes de máxima eficiência.

As turbinas Banki construídas de forma mais simplista atingem eficiências máximas de 60-75% enquanto máquinas mais sofisticadas podem chegar a 85% (Harvey 2009).

Outra limitação é a impossibilidade deste tipo de turbinas serem montadas sob eixo vertical ao contrário de outras como Pelton e Turgo que são passíveis de ser aplicadas sob eixos vertical ou horizontal.

Como âmbito de aplicação, estas turbinas são indicadas para médias/baixas quedas.

## 4.2 Turbina de Reacção

Este grupo utiliza a acção combinada das energias de pressão e cinética disponíveis na água para a conversão em energia mecânica. Neste tipo de turbinas, a totalidade do rotor encontra-se submerso, utilizando-se ainda um tubo difusor na saída, com o objectivo de maximizar a carga hidráulica (Warnick 1984).

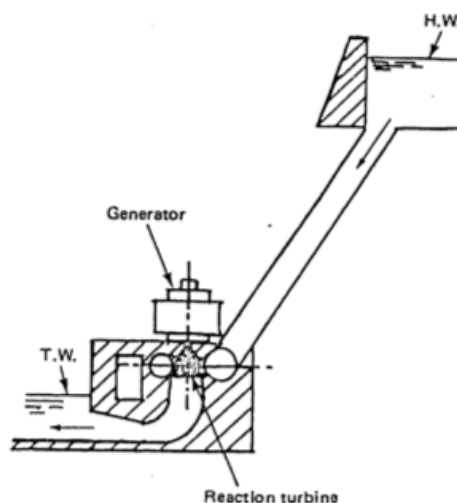


Figura 41 – Exemplo esquemático de turbina de reacção (Warnick 1984)

Existem inúmeros tipos de turbinas hidráulicas, a simples divisão em impulsão e reacção mostra-se insuficiente para a sua classificação. Nesta secção será por isso caracterizado vários tipos de turbinas hidráulicas, caracterizando-as de forma conveniente.

### 4.2.1 Francis

Sir James Francis, engenheiro inglês naturalizado norte-americano, é reconhecido como o inventor da turbina em questão e que se apoderou do seu nome. No dia 15 de Abril de 1848 escreveu um memorando, muito provavelmente para preservar a sua inovação, já que na altura havia várias pessoas a tentar desenvolver turbinas semelhantes e era necessário precaver-se (Pursell 1990).

O seu funcionamento baseia-se numa admissão de água de forma radial, orientada por lâminas-guia e uma saída axial como se pode verificar na Figura 42.

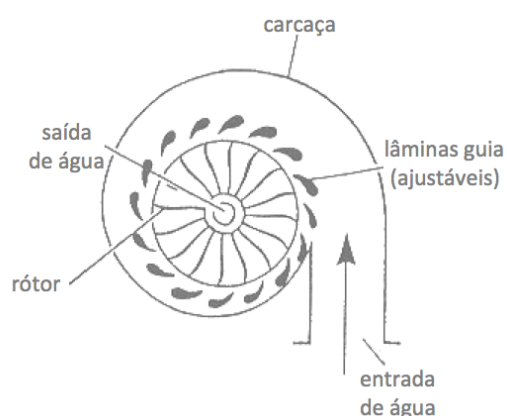


Figura 42 – Esquema do percurso da água no interior da turbina (Harvey 2009)

De uma forma genérica divide-se a turbina Francis nos componentes apresentados na Figura 43.

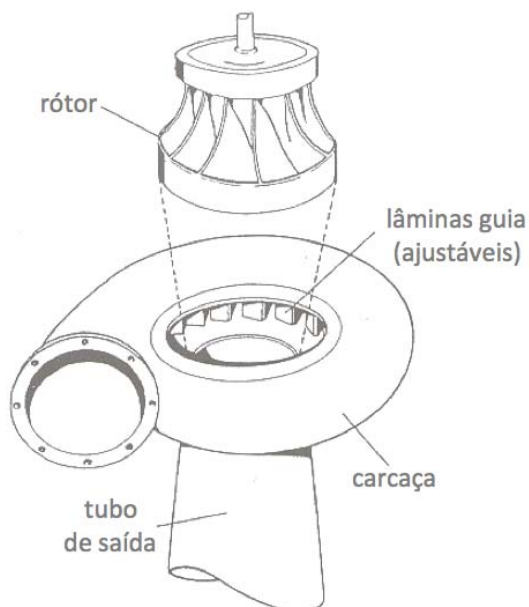


Figura 43 – Componentes principais da turbina (Harvey 2009)

Este tipo de turbinas tem uma eficiência elevada, chegando a valores acima dos 90%, sendo por isso indicadas para grandes empreendimentos.

Em Portugal temos várias centrais hidroeléctricas com este tipo de turbinas, sendo que o exemplo do reforço de potência Alqueva II está dotado de duas turbinas deste tipo com potência de 129,6 MW cada uma. Na Figura 44 pode ser observada a aplicação da turbina Francis no empreendimento Alqueva II.



Figura 44 – Reforço de potencia Alqueva II (Alqueva II 2009)

Neste exemplo, como em muitos outros casos, a turbina Francis é reversível podendo ser utilizada como bomba. Este facto é visto pelos projectistas com bons olhos na construção de barragens reversíveis que visam o aproveitamento do excesso de electricidade produzida durante a noite (como por exemplo a oriunda dos parques eólicos) que não podendo ser armazenada sob a forma de electricidade pelo preço excessivo da operação, é aproveitada para recarregar as albufeiras.

#### 4.2.2 Kaplan

Em 1910 o Professor Victor Kaplan, um austríaco, desenvolveu a turbina de hélice (Figura 45).

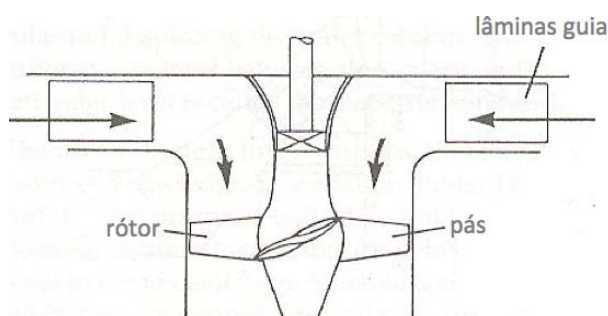


Figura 45 – Turbina de hélice (Harvey 2009)

O desenvolvimento desta turbina através da aplicação de lâminas-guia ajustáveis levou à invenção da turbina Kaplan, mais eficiente do que a anterior (Figura 46) (Bruns et al. 2010).

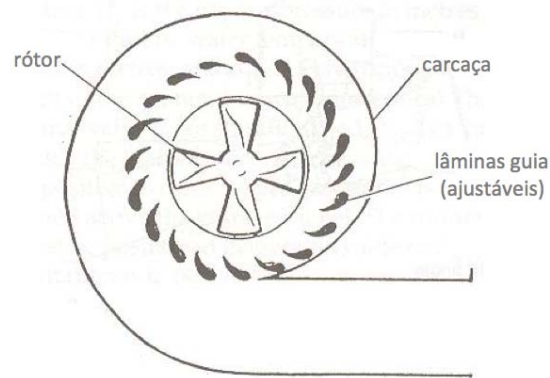


Figura 46 – Turbina Kaplan (Harvey 2009)

Para que seja mais fácil a diferença entre uma e outra é possível analisar a Figura 47 e verificar as vantagens da turbina Kaplan ao nível da eficiência.

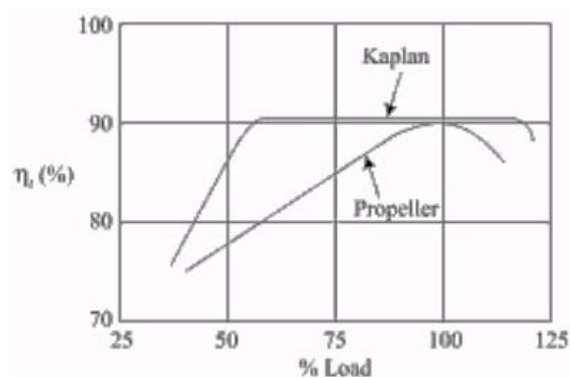


Figura 47 – Variação da eficiência com caudal (Kaplan vs Propeller) (Singal 2009)

Visualizando a Figura 48 podemos ver numerados os componentes essenciais deste tipo de turbinas.

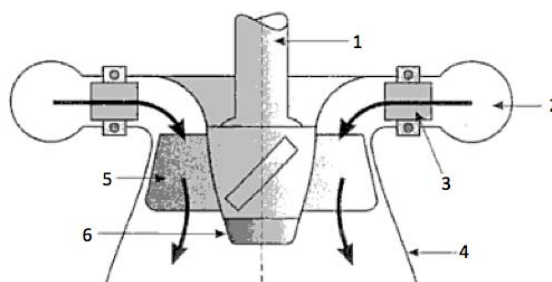


Figura 48 – Composição típica da turbina Kaplan (Sawhney 2010)

A designação dos componentes é feita na seguinte lista:

- 1 – Eixo
- 2 – Carcaça em espiral
- 3 – Lâmina-guia
- 4 – Difusor de descarga
- 5 – Pá do rotor
- 6 – Cubo do rotor

É ilustrado pelas setas mais negras na Figura 48 o percurso do fluxo de água ao atravessar a turbina Kaplan. A entrada é perpendicularmente ao eixo, sendo a voluta em espiral a alimentar o rotor, saindo axialmente para o difusor de descarga.

A aplicação deste tipo de turbinas dá-se para quedas baixas e grandes caudais. A sua alta eficiência para estas condições vem suprir uma lacuna que as turbinas tipo Francis não conseguiram preencher devido ao seu fraco desempenho em quedas baixas. A junção destas condições faz com que seja aplicada a grandes empreendimentos (Dixon 1998).

A necessidade de um elevado binário conjugado com o grande comprimento das pás do rotor implica a necessidade de utilização de pás largas. Consequentemente a esta conjugação de factos temos a necessidade deste tipo de turbinas ser projectada com um número relativamente baixo de pás (4 a 6).

Em carga parcial, e para manter a eficiência elevada, as pás do rotor alteram o ângulo de ataque automaticamente através da acção de servomotores como é visível na Figura 49 (Dixon 1998; Kaltschmitt, Streicher & Wiese 2007).

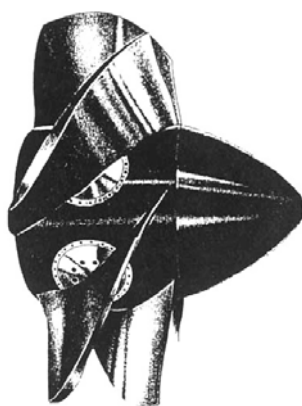


Figura 49 – Rotor com pás ajustáveis por servomotores (Dixon 1998)

#### 4.2.3 Bulbo

A turbina do tipo Bulbo, também designada em algumas publicações como tubular, foi desenvolvida na Alemanha por Arno Fischer no decorrer do ano de 1937. Logo nesse ano viu a luz do dia a primeira aplicação deste tipo de turbina, sendo o primeiro empreendimento na Escócia (Rajput 2005).

A sua primeira aparição foi nos anos 30 do séc. XX, sendo o seu grande desenvolvimento verificado posteriormente em França, tendo como factor impulsionador o desejo de desenvolver uma unidade de aproveitamento da energia das marés (Clark 2007).

O funcionamento desta turbina baseia-se na simples passagem linear da água (Figura 50), sendo portanto classificada de fluxo axial, encontrando-se o gerador protegido num Bulbo.

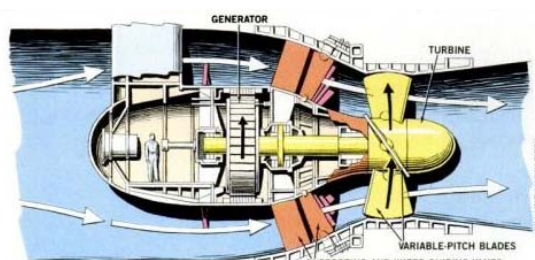


Figura 50 – Funcionamento típico de uma turbina Bulbo (Britton 1985)

Verifica-se na Figura 50 que este tipo de turbina dispõe de um eixo horizontal ao qual é acoplado o gerador, sendo também descrito em certas publicações que pode também operar em eixo inclinado e até vertical (Rajput 2005) (Clark 2007).

Tendo como finalidade o controlo do fluxo de água e optimização da eficiência global do sistema, é possível neste tipo de turbinas regular o fluxo de entrada na turbina, bem como o ângulo de ataque das pás desta (Clark 2007).

A aplicação deste tipo de turbina destina-se a quedas bastante baixas, sendo que os autores divergem um pouco nos seus limites. Analisando vários autores pode-se afirmar que a sua aplicação dá-se de quedas que vão desde apenas um metro de altura até uns 20-30 metros. Para estas quedas, a aplicação deste tipo de turbinas abrange normalmente um leque de potências que varia entre os 40MW e 200MW se estivermos a falar de grandes instalações com caudais elevados (Mukherjee & Chakrabarti 2007).

Comparando com uma típica turbina Kaplan, pode-se dizer que a vantagem da Bulbo é que, nas mesmas condições, admite um maior caudal de água. Por esse facto, a utilização deste tipo de turbinas tem como campo de aplicação primordial as barragens do tipo fio-de-água (Rajput 2005) (Singh n.d.).

Um problema que advém da forma como é montada é a possibilidade de entrada de água no Bulbo que contém o gerador e sistema eléctrico, advindo daí inúmeros problemas (Rajput 2005).

Uma instalação muito conhecida deste tipo de turbinas em *La Rance*, França (Figura 51).



Figura 51 – Localização da instalação em *La Rance* (Laleu 2009)

Situada perto da foz do rio, esta barragem foi feita para o aproveitamento da energia das marés.

É composta por 24 turbinas do tipo Bulbo, sendo que a potencia instalada é de 240MW, 10MW por turbina. Na Figura 52 é possível ver o esquema da instalação de uma das turbinas nessa barragem.

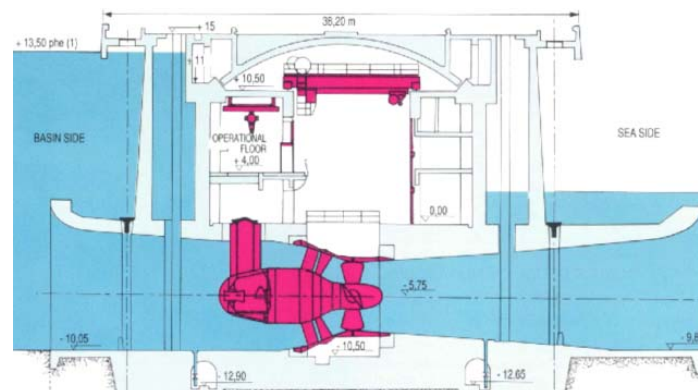


Figura 52 – Instalação da turbina na barragem de *La Range* (Laleu 2009)

Por ano esta barragem produz qualquer coisa em volta dos 540GWh de energia eléctrica, o equivalente a cerca de 0,012% das necessidades eléctricas do país.

### 4.3 Campos de aplicação

A aplicação das turbinas apresentadas neste capítulo varia com os valores de queda e caudal dos locais. Muitos são os autores que determinam os campos de funcionamento mais indicados, existindo sempre algumas diferenças entre eles. Na Figura 53 é possível analisar os limites de aplicação de alguns tipos de turbina.

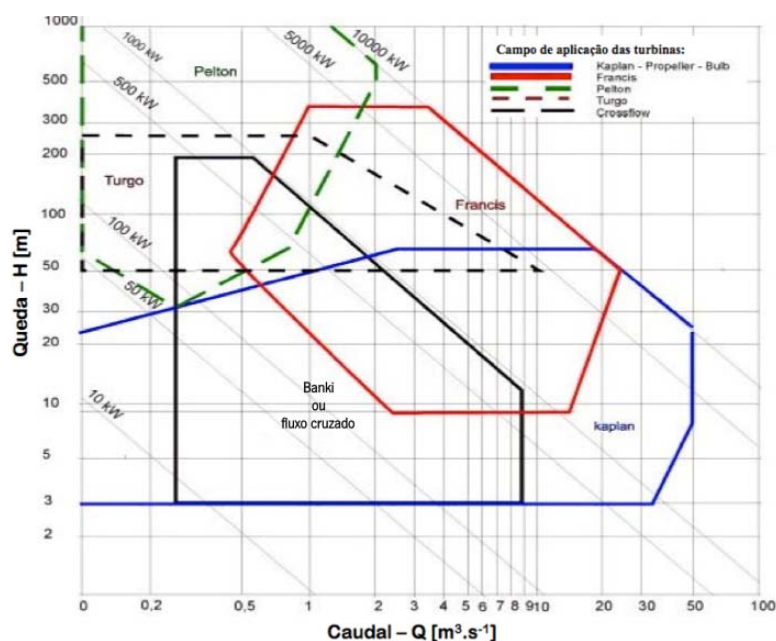


Figura 53 – Campo de aplicação dos vários tipos de turbina sob a relação queda/caudal (Penche 1998)

No entanto, não são apenas queda e o caudal os factores de classificação do campo de aplicação de turbinas. Também velocidade específica e eficiência são estudadas por diversos autores para classificação de campos de aplicação.

Na análise de aplicação de turbinas, os autores optam por utilizar a denominada “velocidade específica de potência”, isto porque há um maior interesse na potência debitada do que no caudal que a atravessa (Gorla & Khan 2003).

A equação ( 4.2 ) apresenta a designada “velocidade específica de potência, que obtém desta forma um valor adimensional (Gorla & Khan 2003).

$$N_s = \frac{N \times P^{1/2}}{\rho^{1/2} \times (g \times H)^{5/4}} \quad ( 4.2 )$$

No entanto, embora a equação ( 4.2 ) seja adimensional, os autores apresentam através da equação e ( 4.3 ), uma versão simplificada, que embora não seja adimensional, é apresentada como tal, pois o resultado visa apenas a comparação.

$$N_s = \frac{N \times P^{1/2}}{H^{5/4}} \quad ( 4.3 )$$

De uma forma simples, pode-se afirmar que a velocidade específica de potência é a velocidade de rotação de uma máquina fictícia, semelhante à turbina em estudo, desenvolvendo a potência de um *cavalo* para uma queda de um metro (Júnior 2000).

O facto de se utilizar uma equação simplificada que é dimensional, impõe um cuidado redobrado na comparação de valores, pois para isso, é obrigatório que as unidades de entrada sejam as mesmas.

Por esse facto, a Tabela 3 apresenta uma distribuição típica dos valores de velocidade específica para variados tipos de turbina, com valores de velocidade específica para velocidade rotação (N) em *rpm*, potência (P) em kW altura (H) em metros.



Tabela 3 – Velocidades específicas para vários tipos de turbina (Júnior 2000)

Tipo de turbina		Ns <sup>1</sup>
Pelton	Lenta (1 injector)	3 – 9
	Normal (2 injectores)	8 – 17
	Rápida (3 ou mais injectores)	17 – 25
Turgo	–	8 – 20
Banki	–	26 – 172
Francis	Lenta	50 – 129
	Normal	129 – 215
	Rápida	215 – 344
Kaplan e Axiais	Lenta	258 – 388
	Normal	388 – 560
	Rápida	560 – 688

Embora uma distribuição deste género nunca gere consensualidade na literatura, os valores apresentados por diversos autores não fogem muito dos apresentados na Tabela 3.

Adam Harvey apresenta no seu livro *Micro-Hydro design manual* uma forma célere de se obter o tipo de turbina a utilizar e o diâmetro do rotor, como se pode verificar na Figura 54.

---

<sup>1</sup>  $N_{s(kW,m)} = 3,811 \times N_{s(cv,ft)} = 1,16 \times N_{s(cv,m)}$

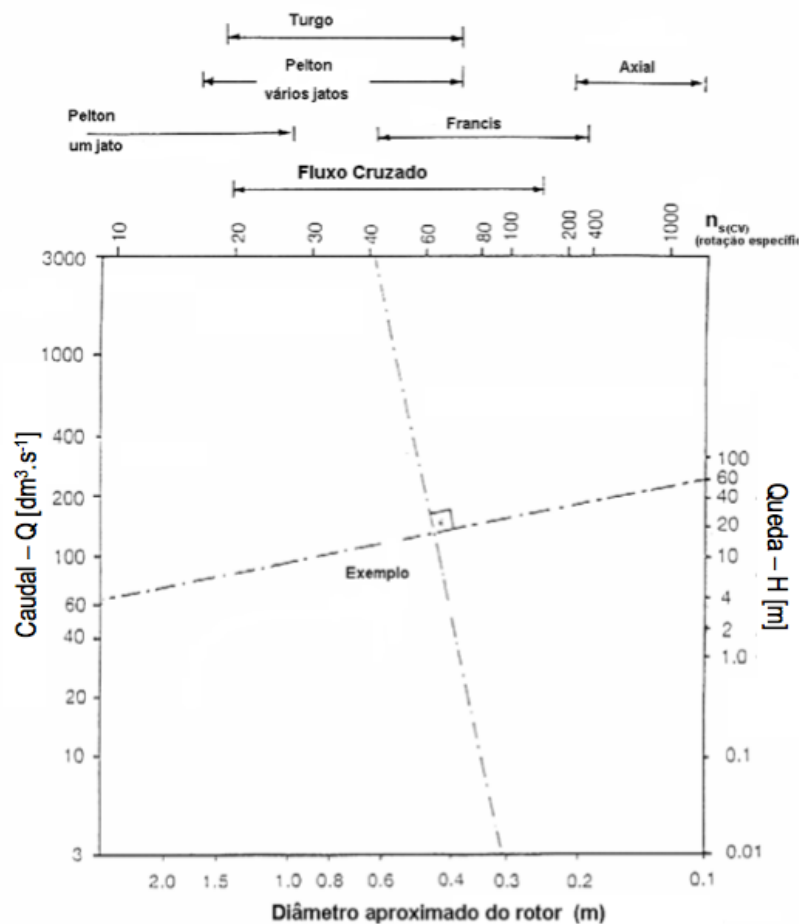


Figura 54 – Selecção de turbinas (Harvey 2009)

Para isso, o autor indica uma variante da equação( 4.3 ), onde as unidades são as mesmas apresentadas anteriormente, mas onde entra uma constante no cálculo, que serve para converter a potência de kW para cv, como expressa a equação ( 4.4 ).

$$N_{s(cv)} = \frac{1,2 \times N \times P^{1/2}}{H^{5/4}} \quad ( 4.4 )$$

Calculando-se a velocidade específica com esta variante da fórmula original, e sabendo os valores de caudal e queda para o local, analisando a Figura 54 obtém-se o tipo de turbina a aplicar e um tamanho aproximado do diâmetro do rotor.

A eficiência, um factor de óbvio relevo na selecção ou análise de uma turbina hidráulica, pode ser apresentada em função do fluxo efectivo em relação ao fluxo para o qual foi dimensionada a turbina como se verifica na Figura 55.

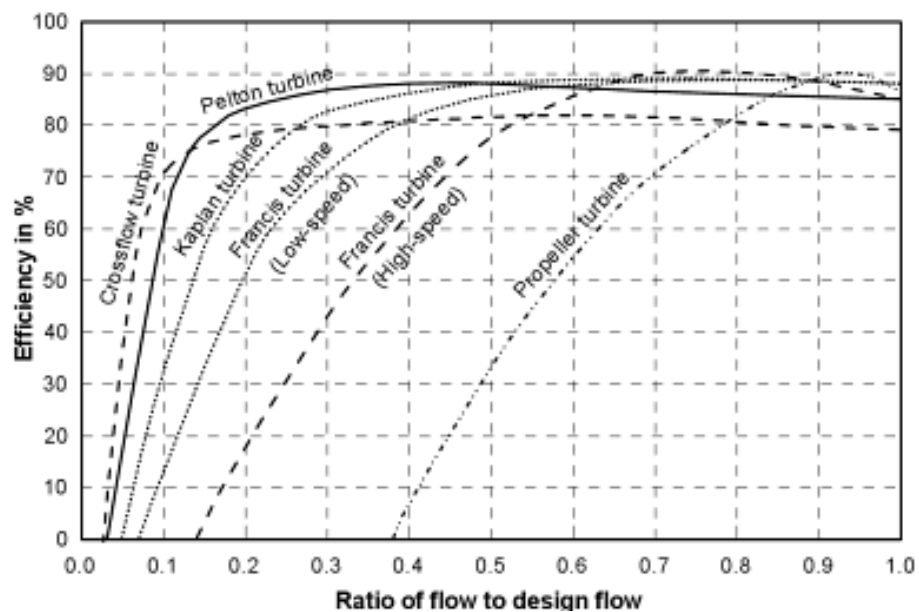


Figura 55 – Diagrama razão de caudal vs. eficiência (Kaltschmitt, Streicher & Wiese 2007)

Deste modo é possível fazer a análise da energia produzida consoante o nosso caudal for bastante regular ou muito variável, sendo que a eficiência máxima é apenas um indicador e não o factor de decisão no meio da análise da eficiência global.

## 5 Determinação de equações para dimensionamento de turbinas Banki

Os documentos analisados sobre o desenvolvimento de equações para este tipo de turbina são bastante antigos e foram detectados erros graves de desenvolvimento (Mockmore & Merryfield 1949). Por outro lado, as empresas que comercializam este tipo de turbinas têm um grande secretismo quanto ao seu dimensionamento. Isto obrigou a um trabalho de desenvolvimento integral das equações para que não fossem integrados erros no cálculo automático.

Para isso foi estudado o percurso da água no interior do rotor (Figura 56) e as suas principais características, atendendo as leis de conservação de massa e da energia.

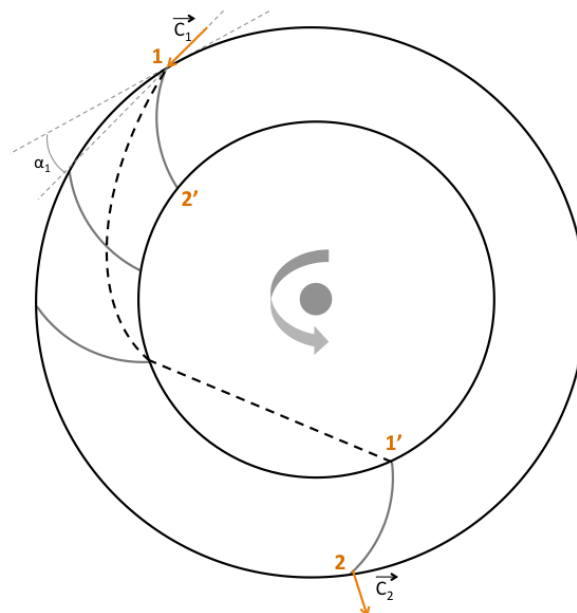


Figura 56 – Representação esquemática do percurso da água no interior do rotor

Devido ao incremento de velocidade entre os pontos 2' e 1' ser diminuto, simplifica-se o cálculo assumindo que não existem nem perdas entre estes dois pontos, mantendo-se os mesmos valores de velocidade. Dessa forma, é possível afirmar que as velocidades absolutas são iguais nesses dois pontos ( $C'_2 = C'_1$ ). Assumindo este pressuposto, é possível considerar também que o ângulo do jacto com a tangente ao ponto será igual em ambos ( $\alpha'_1 = \alpha'_2$ ). Assume-se ainda que na saída do primeiro estágio, o ângulo entre a velocidades relativa ( $W$ ) e a tangente ao ponto 2' é recto, mantendo-se na entrada do segundo estágio ( $\beta'_1 = \beta'_2$ ).

## 5.1 Triângulos de velocidades

O desenvolvimento das equações da turbina Banki apresentados no decorrer deste capítulo, tem por base a aplicação dos triângulos de velocidade, equação de energia e balanços de massa. Este é um método de dimensionamento tradicional de máquinas hidráulicas. Relaciona vectorialmente o movimento relativo e absoluto da água no interior do rotor, sendo a sua variação dependente essencialmente do caudal que atravessa a turbina e do formato das suas pás.

Na Figura 57 é apresentado um triângulo de velocidades típicas, sendo que a velocidade absoluta é representada pela letra  $\vec{C}$ , a velocidade relativa pelo  $\vec{W}$ , a de transporte por  $\vec{U}$  e o ângulo do jacto pelo letra grega  $\alpha$ . Todos os símbolos utilizados têm a sua designação na secção *Nomenclatura*, no início da dissertação.

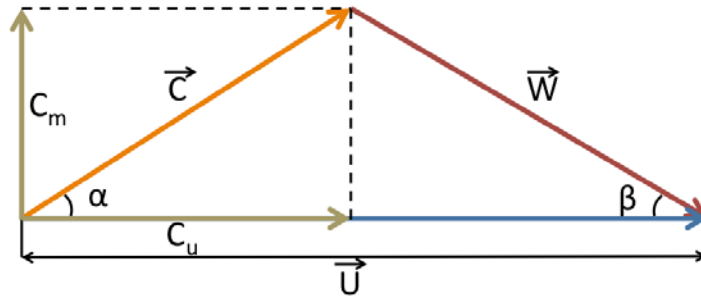


Figura 57 – Exemplo de um triângulo de velocidades

## 5.2 Eficiência

Com a finalidade de se obter uma equação de potência para este modelo de turbina, e para se obter a potencia em Watt ( $\text{m}^2 \cdot \text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ), iniciou-se o estudo da equação de Euler para turbomáquinas, desenvolvendo-a para o caso específico:

$$P = \omega \cdot \Gamma \Leftrightarrow P = \rho \cdot \omega \cdot Q \cdot (C_{u1} \cdot r_1 - C'_{u2} \cdot r_2 + C'_{u1} \cdot r_2 - C_{u2} \cdot r_1)$$

Como se afirmou anteriormente, as velocidades absolutas no ponto 2' e 1' são iguais ( $C'_2 = C'_1$ ), obtendo-se:

$$P = \rho \cdot Q \cdot U_1 (C_1 \cdot \cos \alpha_1 - C_2 \cdot \cos \alpha_2) \quad (5.1)$$

Analisando depois o triângulo de velocidades no ponto 2 (Figura 58), correspondente ao ponto de saída da água do segundo estágio, é possível tecer algumas relações geométricas.

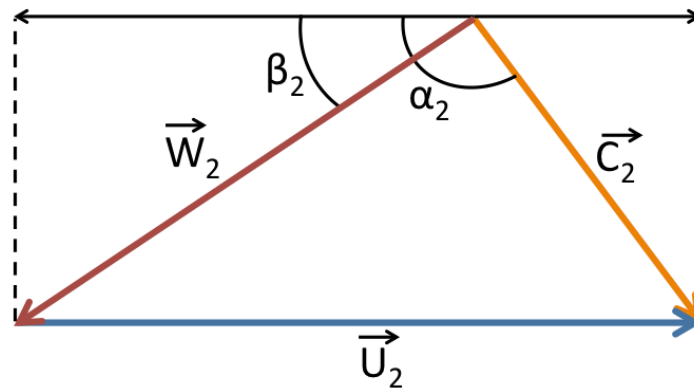


Figura 58 – Saída do segundo estágio (ponto 2)

Analisando obtém-se a seguinte relação:

$$C_2 \cdot \cos \alpha_2 = W_2 \cdot \cos \beta_2 - U_2$$

Atendo ao facto que  $U_2$  é obrigatoriamente igual a  $U_1$ , obtém-se:

$$C_2 \cdot \cos \alpha_2 = W_2 \cdot \cos \beta_2 - U_1 \quad (5.2)$$

A relação entre as velocidades relativas, entre a entrada (ponto 1) e a saída (ponto 2), é dada através de um factor experimental ( $\psi$ ) que representa perdas durante o percurso da água no interior do rotor, e que tem um valor de aproximadamente 0,98 (Mockmore & Merryfield 1949).

$$W_2 = \psi \cdot W_1 \quad (5.3)$$

Passando a analisar o ponto 1, que corresponde à entrada no primeiro estágio, foi possível elaborar o triângulo de velocidades, expresso na Figura 59.

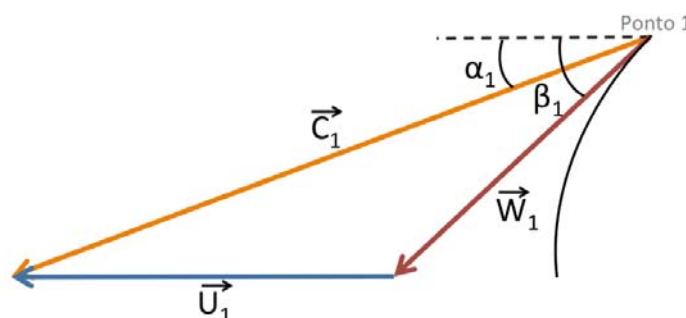


Figura 59 – Triângulo de velocidades (ponto 1)

Analisando é possível apresentar a seguinte relação:

$$W_1 \cdot \cos \beta_1 = C_1 \cdot \cos \alpha_1 - U_1$$

$$W_1 = \frac{C_1 \cdot \cos \alpha_1 - U_1}{\cos \beta_1} \quad (5.4)$$

Aplicando na equação ( 5.1 ) as equações ( 5.2 ), ( 5.3 ) e ( 5.4 ) chega-se a uma equação da potência dependente das componentes da velocidade no ponto 1:

$$P = \rho \cdot Q \cdot U_1 (C_1 \cdot \cos \alpha_1 + W_2 \cdot \cos \beta_2 - U_1) \Leftrightarrow P = \rho \cdot Q \cdot U_1 (C_1 \cdot \cos \alpha_1 + \psi \cdot W_1 \cdot \cos \beta_2 - U_1)$$

$$P = \rho \cdot Q \cdot U_1 \left( C_1 \cdot \cos \alpha_1 + \psi \cdot \left( \frac{C_1 \cdot \cos \alpha_1 - U_1}{\cos \beta_1} \right) \cdot \cos \beta_2 - U_1 \right)$$

$$P = \rho \cdot Q \cdot U_1 \left( C_1 \cdot \cos \alpha_1 - U_1 + \frac{\psi \cdot C_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot \cos \beta_2 - \psi \cdot U_1 \cdot \cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right)$$

$$P = \rho \cdot Q \cdot U_1 \left( C_1 \cdot \cos \alpha_1 - U_1 + \psi \cdot C_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot \left( \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) - \psi \cdot U_1 \cdot \left( \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) \right)$$

Sendo a pá de entrada e saída geometricamente igual,  $\beta_2$  será igual a  $\beta_1$ , logo:

$$P = (\rho \cdot Q \cdot U_1) \cdot (C_1 \cdot \cos \alpha_1 - U_1) \cdot (1 + \psi) \quad (5.5)$$

Pela lei da conservação da energia entre o nível da água na albufeira e a saída do injecto, considerando a pressão atmosférica, é possível obter:

$$m \cdot g \cdot H = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_{teorico}^2$$

$$v_{teorico} = \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (5.6)$$

No entanto, a contracção no injecto impõe perdas no escoamento do fluido, aplicando-se um factor “Y” para se obter a velocidade absoluta.

$$C_1 = Y \cdot v_{teorico} \quad (5.7)$$

Um valor plausível para este factor é de 0.98, sendo este aplicado no decorrer deste trabalho (Mockmore & Merryfield 1949).

Aplicando estas conclusões à equação ( 4.1 ), obtém-se:

$$P_{teórica} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot \frac{C_1^2}{Y^2 \cdot 2 \cdot g} = \frac{\rho \cdot Q \cdot C_1^2}{2 \cdot Y^2} \quad (5.8)$$

Sabendo que a eficiência é um rácio entre a potencia de saída e a potencia de entrada, obtém-se:

$$e = \frac{(\rho \cdot Q \cdot U_1) \cdot (C_1 \cdot \cos \alpha_1 - U_1) \cdot (1 + \psi)}{\frac{\rho \cdot Q \cdot C_1^2}{2 \cdot Y^2}}$$

Desenvolvendo a equação em função da razão  $U_1/C_1$ :

$$e = \left( \frac{2 \cdot Y^2 \cdot U_1}{C_1} \right) \cdot \left( \cos \alpha_1 - \frac{U_1}{C_1} \right) \cdot (1 + \psi) \quad (5.9)$$

Considerando os parâmetros constantes, excepção feita à eficiência e às velocidades absoluta e de transporte, é possível derivar a equação ( 5.9 ) em ordem à razão das velocidades.

Para simplificar as equações, substitui-se a razão de velocidades pela incógnita  $x$ , como é apresentado na equação ( 5.10 ).

$$x = \frac{U_1}{C_1} \quad (5.10)$$

Sendo assim, faz-se a substituição referida na equação ( 5.10 ) e deriva-se a equação ( 5.9 ).

$$e = 2 \cdot Y^2 \cdot \cos \alpha_1 \cdot x - 2 \cdot Y^2 \cdot x^2 + 2 \cdot \psi \cdot Y^2 \cdot \cos \alpha_1 \cdot x - 2 \cdot Y^2 \cdot \psi \cdot x^2$$

$$\frac{de}{dx} = 2 \cdot Y^2 \cdot \cos \alpha_1 - 4 \cdot Y^2 \cdot x + 2 \cdot \psi \cdot Y^2 \cdot \cos \alpha_1 - 4 \cdot Y^2 \cdot \psi \cdot x$$

Igualando a zero a primeira derivada da equação eficiência obtém-se uma equação de  $x$  correspondente à eficiência máxima, como se verifica de seguida:

$$0 = 2 \cdot Y^2 \cdot \cos \alpha_1 - 4 \cdot Y^2 \cdot x + 2 \cdot \psi \cdot Y^2 \cdot \cos \alpha_1 - 4 \cdot Y^2 \cdot \psi \cdot x$$

Dividindo por  $2 \cdot Y^2$ :

$$0 = \cos \alpha_1 - 2 \cdot x + \psi \cdot \cos \alpha_1 - 2 \cdot \psi \cdot x \Leftrightarrow 0 = (\cos \alpha_1 - 2 \cdot x) \cdot (1 + \psi)$$

$$0 = (\cos \alpha_1 - 2 \cdot x) \wedge 0 = (1 + \psi) \Leftrightarrow 0 = (\cos \alpha_1 - 2 \cdot x)$$

$$x = \frac{\cos \alpha_1}{2} \quad (5.11)$$

Substituindo o  $x$  pelo que é expresso na equação ( 5.10 ), obtém-se:

$$U_1 = \frac{C_1}{2} \cdot \cos \alpha_1 \quad (5.12)$$



A equação ( 5.12 ) é muito semelhante à equação relativa à turbina Pelton (equação ( 5.13 )), acrescentando-se o factor  $\cos \alpha_1$  que obtém a componente tangencial da velocidade absoluta, factor não necessário na Pelton porque o jacto é tangencial.

$$U_1 = \frac{1}{2} \cdot C_1 \quad ( 5.13 )$$

Encontrado o valor de  $x$  para o qual a eficiência é máxima, aplica-se a equação ( 5.11 ) na equação ( 5.9 ) obtendo assim a expressão que permite calcular a eficiência máxima:

$$e_{m\acute{a}x} = \left( \frac{2 \cdot Y^2 \cdot \cos \alpha_1}{2} \right) \cdot \left( \cos \alpha_1 - \frac{\cos \alpha_1}{2} \right) \cdot (1 + \psi) = \left( C^2 \cdot \cos^2 \alpha_1 - \frac{Y^2 \cdot \cos^2 \alpha_1}{2} \right) \cdot (1 + \psi)$$

$$e_{m\acute{a}x} = \frac{1}{2} \cdot Y^2 \cdot \cos^2 \alpha_1 \cdot (1 + \psi) \quad ( 5.14 )$$

Para se obter a máxima eficiência mecânica, o ângulo  $\alpha_1$  deve ser o menor possível, sendo que por razões construtivas e de cariz experimental  $16^\circ$  é o recomendado na maioria da literatura, pois esta opção não provoca perdas demasiado elevadas ( $\cos^2 16^\circ = 0,92$ ) (Mockmore & Merryfield 1949).

A partir deste momento ficam a faltar poucas incógnitas para se obter a eficiência máxima. Para isso basta atribuir valores experimentais às incógnitas  $\alpha_1$  e  $\psi$ , que foram obtidos a partir do levantamento na literatura e são de origem experimental, sendo o valor mais consensual o de 0,98 para ambos. Aplicando à equação ( 5.14 ) os valores mencionados chega-se ao máximo resultado para a eficiência.

$$e_{m\acute{a}x} = \frac{1}{2} \cdot 0,98^2 \cdot 0,92 \cdot (1 + 0,98) = 0,878 = 87,8\%$$

### 5.3 Proporções dimensionais

Nesta secção serão desenvolvidas as equações que permitirão numa fase posterior, o cálculo dos parâmetros dimensionais neste tipo de turbinas.

#### Ângulo da pá

O ângulo da pá ( $\beta_1$ ), entre a tangente da pá no ponto 1 e a tangente ao diâmetro, é um parâmetro importante de calcular para a posterior construção da turbina. Tendo em conta que as velocidades de transporte se mantêm constantes ( $U_1 = U_2$ ), desprezam-se as perdas que provocam a alteração das velocidades relativas e, devido a esta alteração ser mínima, consideram-se iguais ( $W_1 \equiv W_2$ ) simplificando o cálculo, expressando isso na da Figura 60.

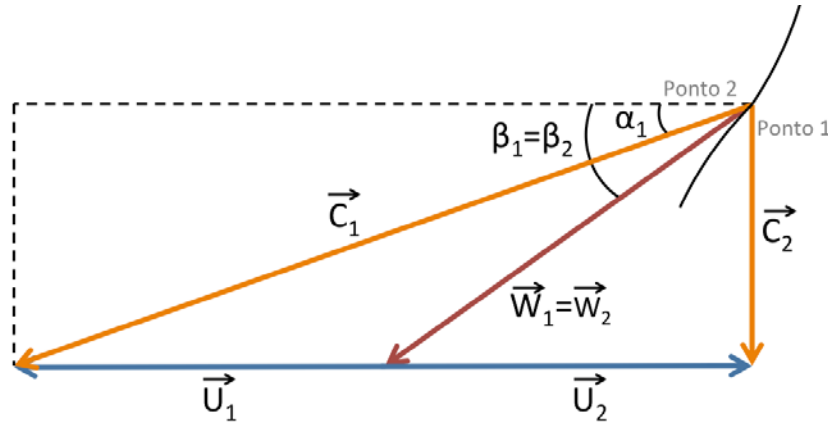


Figura 60 – Junção dos triângulos de entrada e saída do rotor

Analisando o triângulo da Figura 60, e tendo em conta a equação ( 5.12 ), é possível chegar a uma relação entre o ângulo da pá  $\beta_1$  e  $\alpha_1$ .

$$\begin{cases} \tan \beta_1 = \frac{2 \cdot C_2}{2 \cdot U_1} \\ \tan \alpha_1 = \frac{C_2}{2 \cdot U_1} \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} \tan \beta_1 = \frac{C_2}{U_1} \\ 2 \cdot \tan \alpha_1 = \frac{C_2}{U_1} \end{cases}$$

$$\tan \beta_1 = 2 \cdot \tan \alpha_1 \quad ( 5.15 )$$

Substituindo na equação ( 5.15 ) o valor anteriormente justificado de  $\alpha_1$ , obtém-se o valor de  $\beta_1$ .

$$\tan \beta_1 = 2 \cdot \tan 16^\circ \Leftrightarrow \beta_1 = \tan^{-1}(2 \cdot \tan 16^\circ) \Leftrightarrow \beta_1 = 29,83^\circ \approx 30^\circ$$

### Altura da pá

A altura da pá ( $a$ ) é um parâmetro dimensional calculado desprezando-se a espessura desta quando construída.

Uma forma fácil de expressar a altura da pá seria através da diferença entre o raio externo e interno do rotor. No entanto é necessário elaborar uma expressão em que dependa apenas de um deles.

Além da altura da pá, outros conceitos inerentes ao escoamento de água são apresentados na Figura 61. Nesta  $s_0$  representa a espessura do jacto na saída do injector, enquanto  $s_1$  representa a mesma espessura mas na entrada do primeiro estágio.

Considera-se que para cada momento de estudo, toda a água que é injectada entra no espaço entre duas pás, representando  $s_2$  a espessura do jacto na saída do primeiro estágio, que corresponde também à distância entre duas pás pelo interior, sendo o  $t$  a mesma distância pelo exterior.

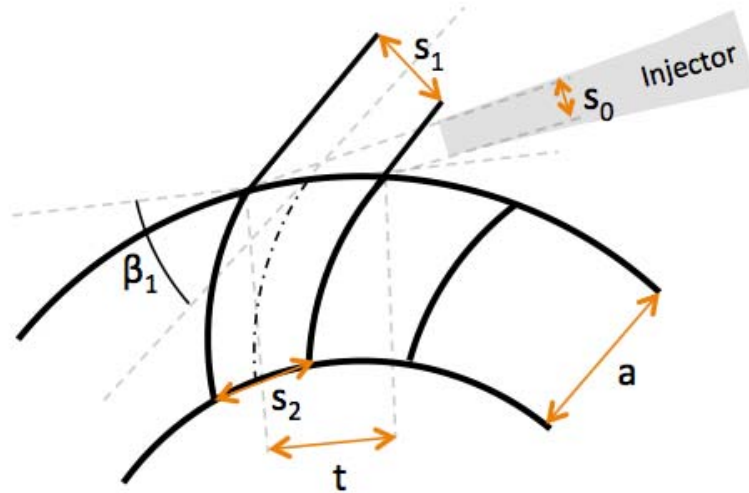


Figura 61 – Parâmetros dimensionais relacionados com as pás

Analisando bem a Figura 61 é possível desenvolver uma equação trigonométrica entre os parâmetros apresentados, mas para uma maior simplicidade de interpretação foi criada a Figura 62, que pretende demonstrar essa relação num triângulo.

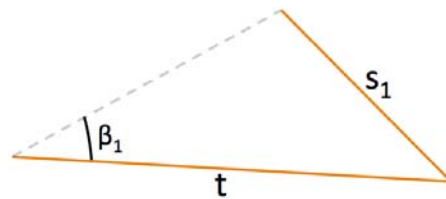


Figura 62–Triângulo dos parâmetros da pá

A sua análise traduz:

$$s_1 = t \cdot \sin \beta_1 \quad (5.16)$$

Desprezando a espessura como foi afirmado, é possível obter relações entre os diâmetros, o número de pás e os parâmetros dimensionais  $t$  e  $s_2$ , obtendo:

$$\begin{cases} s_2 = \frac{\pi \cdot D'}{n_{pás}} \\ t = \frac{\pi \cdot D}{n_{pás}} \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} n_{pás} = \frac{\pi \cdot D'}{s_2} \\ n_{pás} = \frac{\pi \cdot D}{t} \end{cases} \Leftrightarrow \frac{D'}{s_2} = \frac{D}{t} \Leftrightarrow \frac{R'}{s_2} = \frac{R}{t}$$

$$s_2 = \left( \frac{R'}{R} \right) \cdot t \quad (5.17)$$

Pela conservação da massa, a relação entre as velocidades relativas no primeiro estágio, pode ser expressa da seguinte forma:

$$W_2' \cdot R' \cdot \sin \beta_2' = W_1 \cdot R \cdot \sin \beta_1 \quad (5.18)$$

Como foi assumido anteriormente,  $\beta_2' = 90^\circ$ :

$$W_2' = W_1 \cdot \left( \frac{R'}{R} \right) \cdot \sin \beta_1 \quad (5.19)$$

Em função de  $R'/R$  fica:

$$\frac{R'}{R} = \left( \frac{W_1}{W_2'} \right) \cdot \sin \beta_1 \quad (5.20)$$

Aplicando as equações ( 5.16 ) e ( 5.20 ) na ( 5.17 ) obtém-se:

$$s_2 = \frac{s_1}{\sin \beta_1} \cdot \left( \frac{W_1}{W_2'} \right) \cdot \sin \beta_1$$

$$s_2 = \frac{s_1 \cdot W_1}{W_2'} \quad (5.21)$$

Relacionando agora as velocidades relativas e de transporte na entrada e saída do primeiro estágio equação ( 5.22 ), é possível desenvolver equações que promovem o cálculo dos diâmetros.

$$W_1^2 - W_2'^2 = U_1^2 - U_2'^2 \quad (5.22)$$

Analisando a equação ( 5.19 ), e relacionando as velocidades de transporte entre os pontos de entrada e saída no primeiro estágio , equação ( 5.23 ) obtém-se:

$$U_2' = \left( \frac{R'}{R} \right) \cdot U_1 \quad (5.23)$$

Através da substituição das equações descritas anteriormente, obtém-se:

$$W_2'^2 = U_2'^2 - U_1^2 + W_1^2$$

$$W_1^2 \cdot \left( \frac{R}{R'} \right)^2 \cdot \sin^2 \beta_1 = \left( \frac{R'}{R} \right)^2 \cdot U_1^2 - U_1^2 + W_1^2 \quad (5.24)$$

Procedendo a essa evolução, considerando que  $x$  é o quadrado da razão inversa dos raios ( $x = (R'/R)^2$ ) é possível obter-se:

$$\frac{W_1^2 \cdot \sin^2 \beta_1}{x} = x \cdot U_1^2 - U_1^2 + W_1^2 \quad (5.25)$$

Continuando a trabalhar sobre a equação ( 5.25 ), simplifica-se a equação multiplicando os membros por  $(x/U_1^2)$ , obtém-se:

$$\begin{aligned} \frac{W_1^2 \cdot \sin^2 \beta_1}{U_1^2} &= x^2 - x + \frac{W_1^2}{U_1^2} \cdot x \\ x^2 - x + \frac{W_1^2}{U_1^2} \cdot x - \frac{W_1^2 \cdot \sin^2 \beta_1}{U_1^2} &= 0 \\ x^2 - \left[ 1 - \left( \frac{W_1}{U_1} \right)^2 \right] \cdot x - \left( \frac{W_1}{U_1} \right)^2 \cdot \sin^2 \beta_1 &= 0 \end{aligned} \quad (5.26)$$

Fazendo a razão entre as velocidades relativa e de transporte na entrada do primeiro estágio e aplicando as equações ( 5.4 ) e ( 5.12 ) obtém-se:

$$\begin{aligned} \frac{W_1}{U_1} &= \frac{\frac{C_1 \cdot \cos \alpha_1 - U_1}{\cos \beta_1}}{\frac{C_1 \cdot \cos \alpha_1}{2}} = \frac{\frac{C_1 \cdot \cos \alpha_1 - \frac{C_1 \cdot \cos \alpha_1}{2}}{\cos \beta_1}}{\frac{C_1 \cdot \cos \alpha_1}{2}} = \frac{2 \cdot \left( C_1 \cdot \cos \alpha_1 - \frac{C_1 \cdot \cos \alpha_1}{2} \right)}{C_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot \cos \beta_1} \\ \frac{W_1}{U_1} &= \frac{1}{\cos \beta_1} \end{aligned} \quad (5.27)$$

Tendo assumido anteriormente os valores dos ângulos  $\alpha_1$  e  $\beta_1$ , obtém-se o valor da relação das velocidades de entrada:

$$\frac{W_1}{U_1} = \frac{1}{\cos 30^\circ} = 1,1547 \quad (5.28)$$

Logo, o quadrado da relação tem um valor de 1.333. Aplicando estas premissas na equação ( 5.25 ), é possível obter o valor de  $x$ .

$$\begin{aligned} x^2 + 0,333 \cdot x - 0,333 &= 0 \\ x &= 0,4341 \vee x = -0,7671 \end{aligned}$$

Destes valores apenas o positivo se apresenta como plausível, pelo que a relação deste valor com a razão de raios leva a:

$$x = \left(\frac{R'}{R}\right)^2 \Leftrightarrow \frac{R'}{R} = \sqrt{x} \Leftrightarrow \frac{R'}{R} = \sqrt{0,4341}$$

$$R' = 0,6589. R \quad (5.29)$$

Assim sendo obtém-se a altura da pá:

$$a = R - R' \Leftrightarrow a = R - 0,6589. R \Leftrightarrow a = 0,3411. R$$

$$a = 0,1706. D \quad (5.30)$$

### Ângulo do jacto na saída do 1º estágio

O ângulo que se trata aqui é o formado entre a velocidade absoluta e a saída do primeiro estágio e a tangente ao ponto 2'.

É necessário obter relações para as velocidades neste ponto, aplicando a equação (5.28) à equação (5.24):

$$W_2'^2 = \left(\frac{R'}{R}\right)^2 \cdot U_1^2 + W_1^2 - U_1^2 \Leftrightarrow W_2'^2 = \left(\frac{R'}{R}\right)^2 \cdot U_1^2 + \frac{U_1^2}{\cos^2 \beta_1} - U_1^2$$

$$W_2'^2 = U_1^2 \cdot \left[ \left(\frac{R'}{R}\right)^2 + \frac{1}{\cos^2 \beta_1} - 1 \right] \Leftrightarrow W_2' = U_1 \cdot \left[ \left(\frac{R'}{R}\right)^2 + \frac{1}{\cos^2 \beta_1} - 1 \right]^{1/2}$$

$$W_2' = U_1 \cdot \left[ \left(\frac{R'}{R}\right)^2 + \frac{1}{\cos^2 \beta_1} - 1 \right]^{1/2} \quad (5.31)$$

Aplicando na equação (5.31) os valores já obtidos de  $\left(\frac{R'}{R}\right)^2$  e de  $\beta_1$  obtém-se:

$$W_2' = U_1 \cdot \left[ 0,4341 + \frac{1}{0,75} - 1 \right]^{1/2} \Leftrightarrow W_2' = U_1 \cdot \left[ 0,4341 + \frac{1}{0,75} - 1 \right]^{1/2}$$

$$W_2' = 0,8758. U_1 \quad (5.32)$$

Substituindo o valor de  $\left(\frac{R'}{R}\right)$  já obtido na equação (5.23), chega-se à equação (5.33).

$$U_2' = 0,6589. U_1 \quad (5.33)$$

Analisando a Figura 63 correspondente ao triângulo de velocidades do ponto 2', e aplicando as relações de velocidades descritas anteriormente, é possível obter  $\alpha'_2$ .

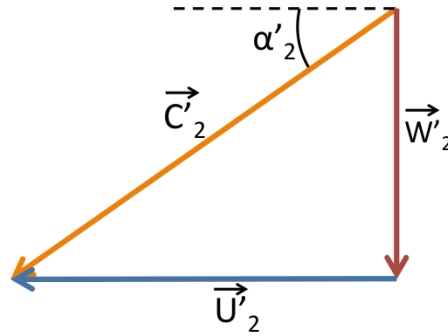


Figura 63 – Triângulo de velocidades no ponto 2'

Analisando este triângulo, e aplicando as equações ( 5.32 ) e ( 5.33 ), é possível calcular o ângulo pretendido.

$$\tan \alpha'_2 = \frac{W'_2}{U'_2} \Leftrightarrow \tan \alpha'_2 = \frac{0,8758 \cdot U_1}{0,6589 \cdot U_1} \Leftrightarrow \alpha'_2 = \tan^{-1} \left( \frac{0,8758}{0,6589} \right) \Leftrightarrow \alpha'_2 = 53,044^\circ$$

#### Espessura do jacto no interior do rotor

Para melhor se entender o percurso interno da água no rotor, foi desenvolvida a Figura 64 onde além do percurso, assinala-se os ângulos de abertura.

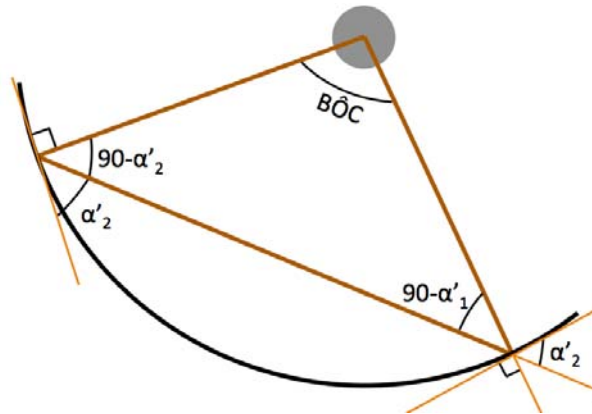


Figura 64 – Ângulos inerentes ao percurso interno da água no rotor

Partindo da análise da Figura 64 é possível proceder ao cálculo do ângulo de abertura entre os pontos de saída da água no primeiro estágio (ponto 2') e o ponto de entrada no segundo estágio (ponto 1').

Através da soma dos ângulos internos do triângulo representado na Figura 64, é possível apresentar a equação ( 5.34 ).

$$180 = B\hat{O}C + (90 - \alpha'_2) + (90 - \alpha'_1) \quad ( 5.34 )$$

Sabendo que  $\alpha'_1 = \alpha'_2$ , obtém-se o ângulo  $B\hat{O}C$ .

$$B\hat{O}C = 2 \cdot \alpha'_2 \Leftrightarrow B\hat{O}C = 2 \times 53,044 \Leftrightarrow B\hat{O}C = 106,1^\circ$$

Para que não aconteça interferência com o jacto no interior do rotor, evitando perdas, são desenvolvidas equações para os parâmetros relativos ao jacto no interior do rotor (Figura 65), onde  $y$  corresponde à espessura deste e  $y_1$  e  $y_2$  correspondem à distância ao veio e face interior do rotor respectivamente.

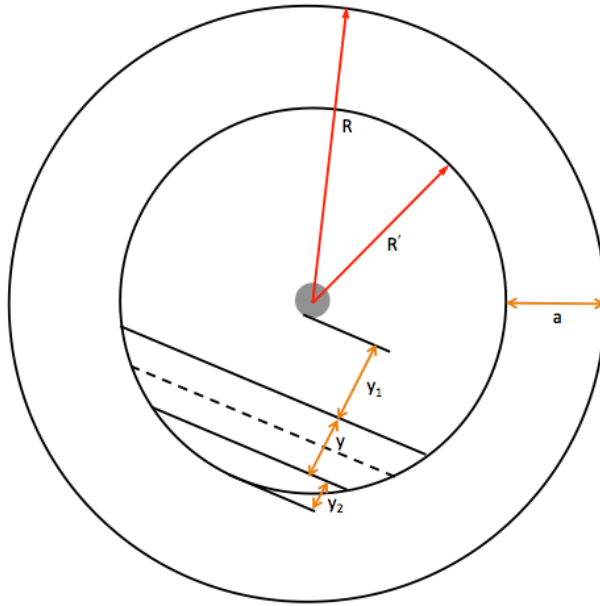


Figura 65 – Relações geométricas em relação ao jacto

Pela lei da continuidade chegou-se à equação ( 5.35 ), em que  $s_0$  representa espessura do jacto, provocada pela contracção no injecto.

$$C_1 \cdot s_0 = C'_2 \cdot y \quad ( 5.35 )$$

O triângulo da Figura 63 traduz a equação ( 5.36 ).

$$U'_2 = C'_2 \cdot \cos \alpha'_2 \quad ( 5.36 )$$

Aplicando agora as equações ( 5.12 ) e ( 5.23 ) obtém-se:

$$U'_2 = U_1 \cdot \left( \frac{R'}{R} \right) = C'_2 \cdot \cos \alpha'_2 \Leftrightarrow \frac{C_1 \cdot \cos \alpha_1}{2} \cdot \left( \frac{R'}{R} \right) = C'_2 \cdot \cos \alpha'_2$$

$$C'_2 = \frac{C_1 \cdot \cos \alpha_1}{2 \cdot \cos \alpha'_2} \cdot \left( \frac{R'}{R} \right) \quad ( 5.37 )$$



Aplicando na equação ( 5.35 ) à equação ( 5.37 ).

$$C_1 \cdot s_0 = \left( \frac{C_1 \cdot \cos \alpha_1}{2 \cdot \cos \alpha'_2} \cdot \left( \frac{R'}{R} \right) \right) \cdot y \Leftrightarrow y = \frac{C_1 \cdot s_0}{\left( \frac{C_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot \left( \frac{R'}{R} \right)}{2 \cdot \cos \alpha'_2} \right)}$$

$$y = \frac{C_1 \cdot s_0 \cdot 2 \cdot \cos \alpha'_2}{C_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot \left( \frac{R'}{R} \right)} \Leftrightarrow y = \frac{2 \cdot \cos \alpha'_2}{\cos \alpha_1 \cdot \left( \frac{R'}{R} \right)} \cdot s_0$$

Substituindo os ângulos  $\alpha_1$ ,  $\alpha'_2$  e a relação  $\left( \frac{R'}{R} \right)$  obtém-se a espessura do jacto no interior do rotor:

$$y = \frac{2 \cdot \cos 53,044^\circ}{\cos 16^\circ \cdot 0,6589} \cdot s_0$$

$$y = 1,898 \cdot s_0 \quad ( 5.38 )$$

Continuando a estudar o percurso da água no interior do rotor, desenvolveram-se as relações presentes na Figura 66.

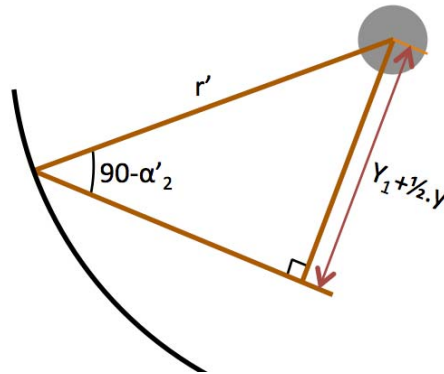


Figura 66 – Relação de dimensões no interior do rotor

Traduzindo para uma relação matemática obtém-se:

$$\sin(90 - \alpha'_2) = \frac{y_1 + \frac{1}{2} \cdot y}{R'} \Leftrightarrow y_1 = R' \cdot \sin(90 - \alpha'_2) - \frac{1}{2} \cdot y \quad ( 5.39 )$$

Aplicando à equação ( 5.39 ) a equação ( 5.38 ), obtém-se:

$$y_1 = R' \cdot \sin(90 - \alpha'_2) - \frac{1}{2} \cdot 1,898 \cdot s_0 \quad ( 5.40 )$$

Pela contracção que acontece na injeção da água no rotor, é possível chegar à equação ( 5.41 ). O factor  $k$  relaciona a contracção pretendida no injecto para o bom funcionamento da turbina, sendo que a

injecção deverá ser feita com uma espessura entre 10% e 75% do diâmetro externo (Mockmore & Merryfield 1949):

$$s_0 = k \cdot D \quad (5.41)$$

Aplicando agora as equações ( 5.29 ) e ( 5.41 ) à equação ( 5.40 ), obtém-se:

$$y_1 = 0,6589 \cdot R \cdot \sin(90 - \alpha'_2) - \frac{1}{2} \cdot 1,898 \cdot k \cdot D$$

$$y_1 = \frac{0,6589}{2} \cdot D \cdot \sin(90 - \alpha'_2) - \frac{1,898}{2} \cdot k \cdot D \quad (5.42)$$

Substituindo o ângulo  $\alpha'_2$  obtém-se :

$$y_1 = 0,3295 \cdot D \cdot \sin(90 - 53,044) - 0,949 \cdot k \cdot D$$

$$y_1 = (0,1981 - 0,949k) \cdot D \quad (5.43)$$

Relembrando a Figura 65 relacionam-se as incógnitas na equação ( 5.44 ):

$$R' = y + y_1 + y_2$$

$$y_2 = R' - y - y_1 \quad (5.44)$$

Aplicando na equação ( 5.44 ) as equações ( 5.29 ), ( 5.38 ), ( 5.41 ) e ( 5.43 ) obtém-se:

$$y_2 = 0,6589 \cdot R - 1,898 \cdot s_0 - 0,1981 \cdot D + 0,949 \cdot k \cdot D + 0,949 \cdot k \cdot D$$

$$y_2 = 0,3295 \cdot D - 1,898 \cdot k \cdot D - 0,1981 \cdot D + 0,949 \cdot k \cdot D + 0,949 \cdot k \cdot D$$

$$y_2 = (0,1314 - 0,949 \cdot k) \cdot D \quad (5.45)$$

### Diâmetro e largura do rotor

Outros parâmetros dimensionais muito importantes são o diâmetro interno e externo, bem como a largura do rotor.

Para a sua determinação, é possível iniciar o processo partindo da velocidade angular para obter a velocidade de transporte na entrada na turbina.

$$U_1 = \omega \cdot R \Leftrightarrow U_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot N \cdot R}{60} \Leftrightarrow U_1 = \frac{\pi \cdot N \cdot D}{60}$$

Aplicando agora a equação ( 5.12 ):

$$\frac{\pi \cdot N \cdot D}{60} = \frac{1}{2} \cdot C_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad (5.46)$$

Aplicando a equação ( 5.7 ):

$$\frac{\pi \cdot N \cdot D}{60} = \frac{1}{2} \cdot \gamma \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \cdot \cos \alpha_1$$

$$D = \frac{60 \cdot \gamma \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \cdot \cos \alpha_1}{2 \cdot \pi \cdot N} \quad (5.47)$$

Substituindo obtém-se:

$$D = \frac{60 \times 0,98 \cdot \sqrt{2 \times 9,81 \cdot H} \cdot \cos 16^\circ}{2 \cdot \pi \cdot N}$$

$$D = \frac{41,4458 \times H^{\frac{1}{2}}}{N} \quad (5.48)$$

Pela relação entre os diâmetros:

$$D' = \frac{27,3086 \cdot H^{\frac{1}{2}}}{N} \quad (5.49)$$

Visando a obtenção final de uma expressão que permita calcular a largura do rotor, partiu-se da análise em relação ao caudal.

$$Q = A_{inj} \cdot C_1$$

Aplicando novamente a equação ( 5.7 ) obtém-se:( 5.50 )

$$Q = A_{inj} \cdot C \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (5.50)$$

Considerando que a área do injector é dada pela sua largura multiplicada pela espessura obtém-se:

$$Q = s_0 \cdot L_{inj} \cdot C \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (5.51)$$

Aplicando agora à equação ( 5.51 ) as equações ( 5.41 ) e ( 5.48 ) obtém-se:

$$Q = k \cdot D \cdot L_{inj} \cdot C \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \Leftrightarrow Q = \frac{k \cdot 41,4458 \cdot H^{\frac{1}{2}} \cdot L_{inj} \cdot C \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}}{N}$$

$$L_{inj} = \frac{Q \cdot N}{k \cdot 41,4458 \cdot H^{\frac{1}{2}} \cdot C \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}} \quad (5.52)$$

Substituindo na equação ( 5.52 ) os valores já obtidos anteriormente, chega-se a:

$$L_{inj} = \frac{Q \cdot N}{k \cdot 41,4458 \cdot H^{\frac{1}{2}} \cdot 0,98 \cdot \sqrt{2 \times 9,81 \cdot H}}$$

$$L_{inj} = \frac{Q \cdot N}{179,883 \cdot k \cdot H} \quad (5.53)$$

### Curvatura da pá

A curvatura da pá é uma característica geométrica seleccionada a partir da elaboração de uma circunferência, cujo centro é feito pela intercepção entre a perpendicular à velocidade relativa, na entrada do primeiro estágio do rotor, e a perpendicular à velocidade relativa, na saída do primeiro estágio do rotor.

A Figura 67 explica de forma gráfica o método de obtenção da curvatura da pá da turbina, sendo que o necessário para a caracterizar é o seu raio ( $R_{pá}$ ) e o ângulo representado ( $\delta$ ).

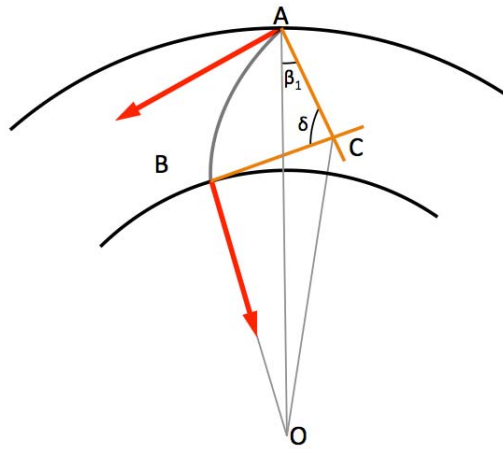


Figura 67 – Obtenção da curvatura da pá

No Anexo C – Curvatura da pá são apresentados os passos que levam à obtenção da relação do raio da pá com o raio externo do rotor:

$$R_{pá} = 0,3267 \cdot R \quad (5.54)$$

O ângulo central ( $\delta$ ) é também desenvolvido, sendo que para isso várias interpretações trigonométricas são analisadas. Como se tratam de análises puramente trigonométricas, são apresentadas no Anexo C – Curvatura da pá, ficando a conclusão final do valor deste:

$$\delta = 73,540^\circ \quad ( 5.55 )$$

### Perfil do injector

Normalmente, por questões de dispersão da água na saída do injector, a largura do rotor é cerca de 10% maior do que a do injector. Desta forma evita-se a perda de alguma água que dispersa à saída do injector, maximizando o seu aproveitamento.

A relação da largura da equação ( 5.53 ) é referente ao injector, pelo que para calcular a largura do rotor aplicam-se os 10% de aumento já justificados anteriormente, obtendo-se assim a equação ( 5.56 ).

$$L_{\text{rotor}} = 1,1 \cdot L_{\text{inj}} \quad ( 5.56 )$$

Como se verifica na Figura 68, a largura útil no injector é menor que a sua largura real, pois é necessário descontar a espessura do separador de caudal.

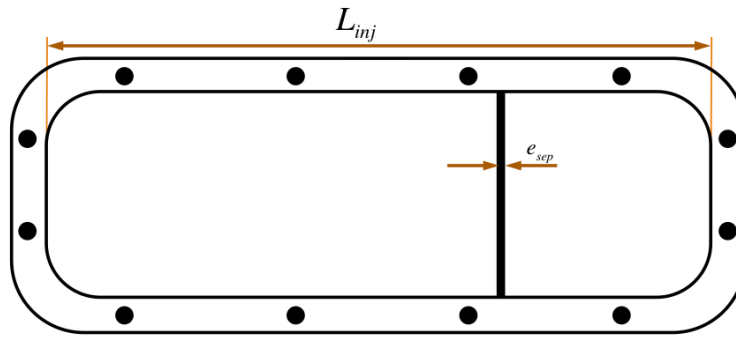


Figura 68 – Vista superior do injector com o separador de caudal

Analisando a Figura 68 é possível verificar que a largura útil do injector é o resultado da subtração da espessura do separador à largura total do injector, como traduz a equação seguinte:

$$L_{\text{útil}} = L_{\text{inj}} - e_{\text{sep}} \quad ( 5.57 )$$

Para que seja possível calcular a área correspondente à entrada do jacto de água no rotor, é necessário começar por traduzir o caudal como o produto da área de entrada da água no rotor pela velocidade na direcção do jacto:

$$Q = A_{\text{cont}} \cdot C_1 \cdot \sin \alpha_1 \quad ( 5.58 )$$

Passando a equação ( 5.58 ) para ficar em função da  $A_{\text{cont}}$ , obtém-se a equação ( 5.59 ).

$$A_{cont} = \frac{Q}{C_1 \cdot \sin \alpha_1} \quad (5.59)$$

A área de entrada da água no rotor pode ainda ser apresentada como o produto da largura do rotor com o comprimento do arco do rotor em contacto com o injector:

$$A_{cont} = L_{\text{útil}} \cdot L_{arc} \quad (5.60)$$

O comprimento do arco em contacto com o injector ( $L_{arc}$ ) pode ser expresso como uma fracção do diâmetro externo correspondente ao ângulo de abertura do injector ( $\theta_{arc}$ ):

$$L_{arc} = \pi \cdot D \cdot \frac{\theta_{arc}}{360}$$

$$\theta_{arc} = \frac{360 \cdot L_{arc}}{\pi \cdot D} \quad (5.61)$$

Neste ponto já se tem uma expressão para o ângulo de abertura, sendo assim está tudo pronto para iniciar o cálculo do perfil de admissão do injector. Para garantir a entrada do jacto com o ângulo pretendido ( $\alpha_1$ ), e consequentemente garantir o bom funcionamento e rendimento da turbina, aplica-se a equação de uma espiral logarítmica ( $e^{\tan \theta_{inj}}$ ) em que  $\theta_{inj}$  é o ângulo parcial da abertura, com o valor mínimo de zero e o valor máximo de  $\theta_{arc}$  (Treinen 2005).

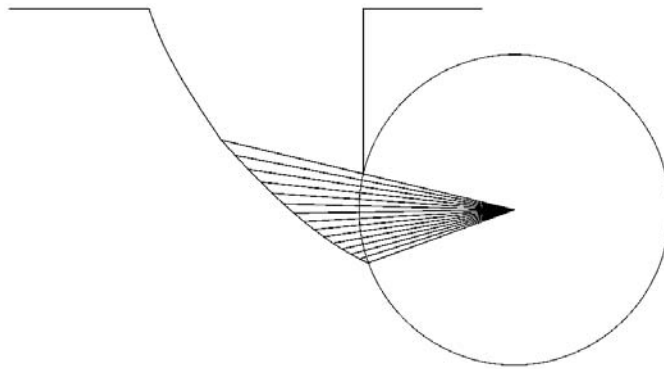


Figura 69 – Obtenção do perfil do injector

O perfil do injector é obtido traçando uma linha que una um conjunto de pontos marcados pela distância ao centro do rotor em determinado ângulo (Figura 69), calculados a partir seguinte equação:

$$r_{inj} = e^{\tan \theta_{inj}} \cdot (D + f) \quad (5.62)$$

Para a aplicação desta equação é necessário seleccionar um número de pontos razoável para elaborar o perfil do injector. Depois dividir o ângulo máximo ( $\theta_{arc}$ ) pelo o número de pontos seleccionados e aplicar a fórmula esse números de vezes.

Após ter os raios a corresponder aos ângulos parciais, basta apresentar graficamente esses resultados, unindo os extremos desses raios, obtendo assim o perfil do injector.

## 6 Metodologia de dimensionamento em Excel

Após desenvolvidas todas as equações necessárias para o dimensionamento, o passo seguinte foi o automatizar desse processo, criando em Excel uma forma expedita de se obterem as medidas base para a construção da turbina Banki através de parâmetros de queda e caudal do local

Para que o funcionamento seja o mais correcto, foi tomado como imposto o valor de aproximadamente 53.4 (kW, m) para a velocidade específica. Esta suposição partiu de resultados experimentais obtidos pelo Dr. Banki, onde conclui que a velocidade específica ideal seria de 14. No entanto, nos seus cálculos ele não utilizou unidades métricas, fazendo-se assim a conversão, obtém-se o valor enunciado (Mockmore & Merryfield 1949).

### 6.1 Parâmetros iniciais

A primeira folha do Excel serve principalmente para estabelecer os parâmetros de entrada. Nesta consta a Tabela 4 composta essencialmente por valores de entrada como aceleração gravítica ( $g$ ), massa volúmica da água ( $\rho$ ), ângulos estabelecidos no desenvolvimento de equações ( $\alpha_1$ ;  $\beta_1$  e  $\beta'_1$ ), velocidade específica ( $N_s$ ) imposta e os factores desenvolvidos para a relação de raios.

A velocidade de rotação ( $N$ ) é calculada a partir da imposição da velocidade específica, através da equação ( 5.48 ).

Além destes, ficam a faltar a queda ( $H$ ) e o caudal ( $Q$ ) que serão os parâmetros de entrada inseridos pelo utilizadores, obtidos pelo levantamento do local onde se pretenda aplicar a turbina.

Tabela 4 – Parâmetros de entrada

Parâmetros		
Símbolo	Valor	Und.
$g$	9,807	m/s <sup>2</sup>
$\rho$	1000	kg/m <sup>3</sup>
$H$	1,5	m
$Q_N$	0,12	m <sup>3</sup> /s
$\alpha_1$	16	°
$\beta_1$	30	°
$\beta'_1$	90	°
$N_s$	53,357	-
$N$	66,3	rpm
$R'/R$	0,6589	-



Como se verifica no Anexo D – Estudo do caso nº1, a primeira página do Excel conta ainda com uma tabela onde se apresentam constantes empíricas, obtidas a partir do levantamento de vários estudos. Também consta nessa primeira página uma tabela com a potencia hidráulica disponível para a queda ( $H$ ) e caudal ( $Q$ ) de entrada.

## 6.2 Rotor

Na segunda folha do Excel, todos os parâmetros geométricos ligados ao rotor são calculados. Como se verifica no Anexo D – Estudo do caso nº1, existe uma das tabelas onde as fórmulas desenvolvidas numa secção anterior são aplicadas, sendo automaticamente calculados os valores dos diâmetros e largura do rotor, dos seus espaçamento entre pás e consequentemente, o número de pás.

Ao número de pás calculado, um incremento é feito noutra tabela, obtendo-se um número superior que pretende diminuir os choques com a diminuição do caudal de projecto. Vários estudos (e.g. (Mockmore & Merryfield 1949)) afirmam que na prática, o rotor trabalhará melhor caso o número de pás seja ligeiramente superior ao numero teoricamente calculado. Assim sendo, majora-se o valor calculado para o um número inteiro cerca de 20% superior.

Após revisto este valor, são recalculados os valores dependentes deste como espaçamento entre pás. Após este processo fica automatizado o cálculo directo dos parâmetros do rotor.

Também nesta folha são calculados todos os parâmetros que caracterizam a passagem do jacto no interior do rotor que se desenvolveu equações, como é possível ver no Anexo D – Estudo do caso nº1.

## 6.3 Injector

Além de ser necessário o cálculo automático das dimensões do rotor, foi visto anteriormente que também o injector detém uma grande importância, e por esse facto mereceu um estudo detalhado. Na secção referente às equações aplicadas ao injector verificou-se que a curvatura do injector é definida por a ligação de um conjunto de pontos obtidos pela equação ( 5.62 ).

Na folha 3 do Excel (Anexo D – Estudo do caso nº1), os 15 pontos são automaticamente calculados, servindo de *input* posteriormente ao desenhar o perfil de curvatura do injector.

Nesta folha dois dados serão de inserção do utilizador – a folga entre o injector e o rotor e a espessura do separador entre 1/3 e 2/3 do injector caso este seja aplicado. No caso da folga entre o injector e o rotor esta deve existir para que não aconteça fricção entre ambos, mas também não deve ter um valor

elevado, devendo-se situar na cada das décimas de milímetro. Caso exista o aproveitamento da divisão de caudal, esta espessura pode também ser considerada aqui.

## 6.4 Velocidades

Através dos triângulos de velocidades estudados anteriormente foram desenvolvidas um conjunto de equações capazes de calcular a velocidade absoluta, relativa e de transporte para cada um dos quatro pontos essenciais, a entrada e saída de cada um dos estágios.

Na folha 4 do Excel desenvolvido (Anexo D – Estudo do caso nº1), são aplicadas as equações para que automaticamente sejam obtidas, podendo assim desenhar os triângulos de velocidade para o local onde se pretenda instalar a turbina.

## 6.5 Estudo de viabilidade

Após se ter desenvolvido uma forma automática de se calcular todas as dimensões necessárias para a construção da turbina Banki, pretendeu-se implementar um sistema de onde seja possível estimar a energia produzida pela turbina durante um ano, bem como o ajustamento necessário para que toda a energia produzida possa ser vendida pela tarifa bonificada, otimizando assim o investimento.

Para isso é necessário partir de uma curva de duração de caudal, que são normalmente curvas baseadas em estudos feitos durante décadas. Pelo facto deste tipo de instalação ser aplicada em cursos de água encaminhados para os moinhos que não são alvo de estudos destes, é necessário estimar uma curva de duração de caudal. Essa estimativa pode ser feita através de um estudo detalhado sobre dados como capacidade da bacia hidrográfica que dá origem ao curso de água, pluviosidade característica do local e até tipos de solos do curso (Camus & Eusébio 2006).

Partindo da equação ( 6.1 ), desenvolvida experimentalmente pela RETScreen®, e que estuda a eficiência da turbina com a variação do caudal, foi possível automatizar o calculo de parâmetros como a eficiência para a turbina com e sem divisão de caudal e a sua produção energética, podendo então comparar os valores obtidos com

$$e = 0,79 - 0,15 \cdot \left( \frac{Q_P - Q}{Q_P} \right) - 1,37 \cdot \left( \frac{Q_P - Q}{Q_P} \right)^{14} \quad ( 6.1 )$$

Para melhor entender a aplicação da equação anterior com o separador de caudal, apresenta-se a Figura 70.

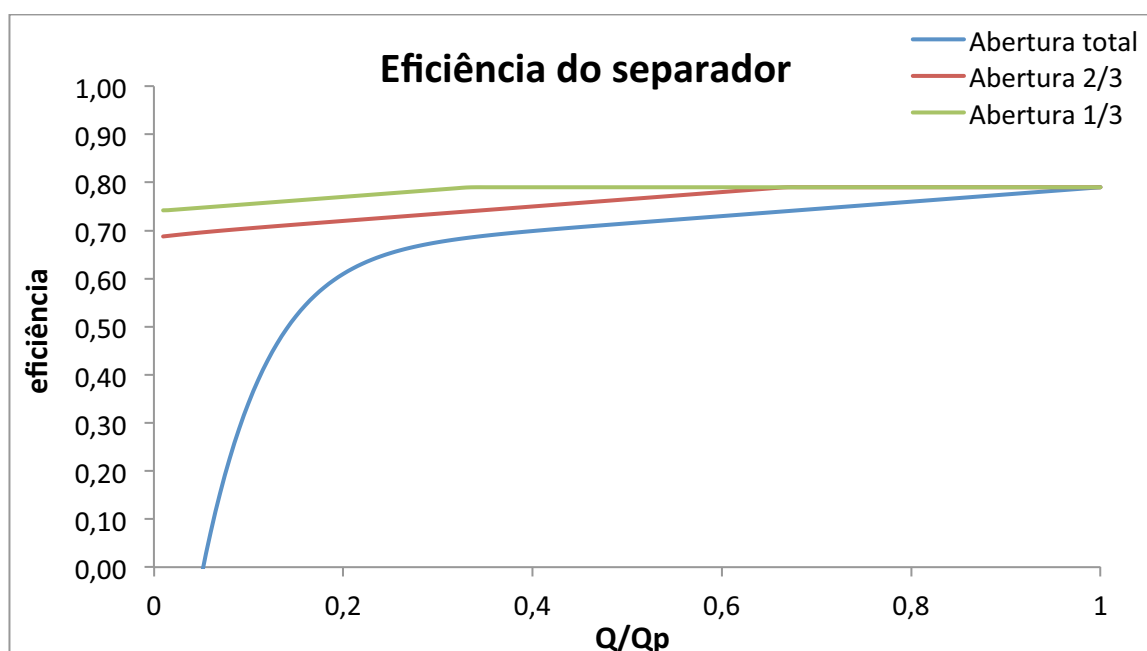


Figura 70 – Variação da eficiência com o caudal

Nesta última folha de Excel é apresentada uma tabela com todos os parâmetros descritos, comparando-se no final e apresentando-se gráficos explicativos das diferenças na produção de energia com e sem separador de caudal, verificando-se em cada um dos casos a potência necessária de ligação à rede para que toda a energia seja vendida na tarifa bonificada.

Nesta folha os dados que formam a curva de duração de caudal são dados de entrada que o utilizador insere para caracterizar o curso de água alvo de estudo.

## 6.6 Estudo nº1

No primeiro exemplo simulado no Excel, os parâmetros de entrada para caudal e queda foram inferiores aos limites mínimos de funcionamento que habitualmente aparecem na literatura para as turbinas Banki (e.g. (Penche 1998)), mas bastante típico de cursos de água onde são instalados moinhos (Tabela 5) e muito semelhante aos medidos no trabalho que antecede a este (Matos 2010).

Tabela 5 – Caudal e queda para o exemplo nº1

H	1,5
$Q_N$	0,12

Com a imposição da velocidade específica referida anteriormente, é possível calcular a velocidade de rotação ( $N$ ), obtendo-se um valor de 66.7rpm.

Após a escolha destes parâmetros, o Excel determina automaticamente todos os parâmetros de dimensionamento, sendo que as dimensões do rotor são as primeiras a merecer atenção. Como explicado anteriormente, o número de pás é majorado para permitir o melhor funcionamento da turbina.

Na Tabela 6 apresentam-se os parâmetros principais do rotor, apresentando-se no desenvolvido Anexo D – Estudo do caso nº1.

**Tabela 6 – Parâmetros essenciais do rotor**

Diâmetro externo		
D	0,7614	m
Diâmetro interno		
D'	0,5017	m
Largura do rotor		
L	0,4077	m
Número de pás		
$n_{pás}$	22	

Também o perfil do injetor é automaticamente calculado. Os 15 pontos (Anexo D – Estudo do caso nº1) são os considerados suficientes para traçar um perfil.

Os dados relativos às velocidades dos pontos de entrada e saída de ambos os estágios são também automaticamente calculados, apresentados na Tabela 7.

**Tabela 7 – Velocidades para o estudo nº1**

PRIMEIRO ESTÁGIO		
Velocidade tangencial na entrada		
$U_1$	2,555	m/s
Velocidade absoluta na entrada		
$C_1$	5,316	m/s
Velocidade relativa na entrada		
$W_1$	2,950	m/s
Velocidade tangencial na saída		
$U'_2$	1,683	m/s
Velocidade absoluta na saída		
$C'_2$	2,801	m/s
Velocidade relativa na saída		
$W'_2$	2,239	m/s

SEGUNDO ESTÁGIO		
Velocidade tangencial na entrada		
$U'_1$	1,683	m/s
Velocidade absoluta na entrada		
$C'_1$	2,801	m/s
Velocidade relativa na entrada		
$W'_1$	2,239	m/s
Velocidade tangencial na saída		
$U_2$	2,555	m/s
Velocidade absoluta na saída		
$C_2$	2,213	m/s
Velocidade relativa na saída		
$W_2$	2,891	m/s

Quanto ao estudo energético, os dados relativos à duração de caudal não existem, pois não existe um local concreto de aplicação. Recorreu-se ao estudo da distribuição de caudal dos últimos anos para o rio

Lima, e fez-se o paralelismo para que o caudal de dimensionamento caia pelos 40% de duração de caudal (Castro 2008).

A mudança na separação de água da turbina é avaliada através da Figura 71, onde se visualiza exactamente o caudal para o qual se deve fazer a mudança na separação de caudal para 2/3 e 1/3, otimizando assim a instalação, pois assim garante-se que esta estará a debitar o máximo de potencia.

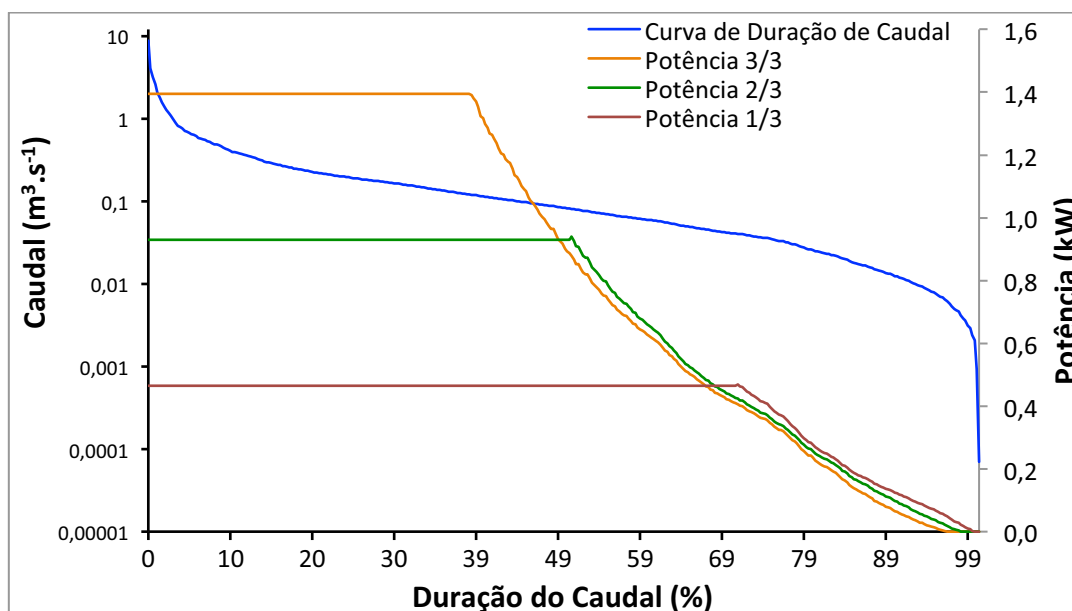


Figura 71 – Variação da potência com a variação do caudal – estudo nº1

Partindo dos dados expressos na Figura 71, é possível traduzir em energia espectável produzida durante um ano, podendo assim posteriormente seleccionar a potência de ligação de microprodução para se vender a totalidade da energia pela tarifa bonificada.

A análise energética (Anexo D – Estudo do caso nº1) apresenta uma produção aproximada de 7,4MWh para o injectores simples e 7,6MWh para a utilização de separador. Isto significa que com a utilização de separador incrementa-se 2,5% de energia produzida durante um ano.

É também fornecido automaticamente a potência necessária de ligação para que seja possível a venda de toda a energia produzida pela tarifa bonificada, sendo que neste caso, sem separador seria de 1,85kW e com separador de 1,9kW. No entanto, a escolha de gerador poderá ser complicada, sendo o indicado uma potência ligeiramente superior.

Fazendo-se a referência a uma habitação típica com 15A de ligação à rede, apenas pode contratualizar uma potência de microprodução de 1,725kW, o que seria insuficiente para vender toda a energia a preço bonificado, motivo pelo qual se deverá aumentar para 20A (17A é o calculado para a venda

total pela tarifa bonificada) a sua ligação, passando para 9,2MWh a energia vendável anualmente pela tarifa bonificada.

## 6.7 Estudo nº2

Para o segundo a queda atribuída foi a mínima estabelecida para este género de turbina por inúmeros autores – três metros (Tabela 8). Embora estes limites variem entre 2 e os 4 metros, os três metros é o mais adoptado. Nesta simulação considerou-se também um caudal um pouco mais elevado (Tabela 8), para que a aplicação caísse num campo diferente do primeiro caso.

Tabela 8 – Caudal e queda para o exemplo nº1

H	3
$Q_N$	0,15

Com a imposição da velocidade específica referida anteriormente, é possível calcular a velocidade de rotação ( $N$ ), obtendo-se um valor de 100.3 *rpm*.

Como acontece no primeiro caso, o Excel calcula automaticamente todos os parâmetros dimensionais do rotor. As pás sofrem o seu reajustamento (Anexo E – Estudo do caso nº2) e recalculam-se as dimensões finais, sendo que na Tabela 9 apresentadas as dimensões mais importantes tal como no caso anterior.

Tabela 9 – Parâmetros essenciais do rotor

Diâmetro externo		
D	0,7159	m
Diâmetro interno		
D'	0,4717	m
Largura do rotor		
L	0,3833	m
Número de pás		
$n_{pás}$	22	

Como no caso anterior, os dados obtidos sobre os pontos que compõe o perfil do injecto bem como os demais dados do mesmo são remetidos para Anexo E – Estudo do caso nº2.

No que diz respeito às velocidades, estas são discriminadas na Tabela 10, onde se verifica o incremento nas velocidades para o caso nº2, em comparação com o primeiro.

Tabela 10 – Velocidades para o estudo nº2

PRIMEIRO ESTÁGIO		
Velocidade tangencial na entrada		
$U_1$	3,613	m/s
Velocidade absoluta na entrada		
$C_1$	7,517	m/s
Velocidade relativa na entrada		
$W_1$	4,172	m/s
Velocidade tangencial na saída		
$U'_2$	2,381	m/s
Velocidade absoluta na saída		
$C'_2$	3,961	m/s
Velocidade relativa na saída		
$W'_2$	3,166	m/s

SEGUNDO ESTÁGIO		
Velocidade tangencial na entrada		
$U'_1$	2,381	m/s
Velocidade absoluta na entrada		
$C'_1$	3,961	m/s
Velocidade relativa na entrada		
$W'_1$	3,166	m/s
Velocidade tangencial na saída		
$U_2$	3,613	m/s
Velocidade absoluta na saída		
$C_2$	3,129	m/s
Velocidade relativa na saída		
$W_2$	4,089	m/s

Da mesma forma que no estudo anterior, fez-se um paralelismo entre a curva de duração de caudal do rio Lima e uma fictícia que apresenta o caudal de projecto próximo dos 40% de caudal.

Também neste caso, a mudança no separador é dada através da Figura 72, que representa a potência em cada posição ao longo da curva de duração de caudal.

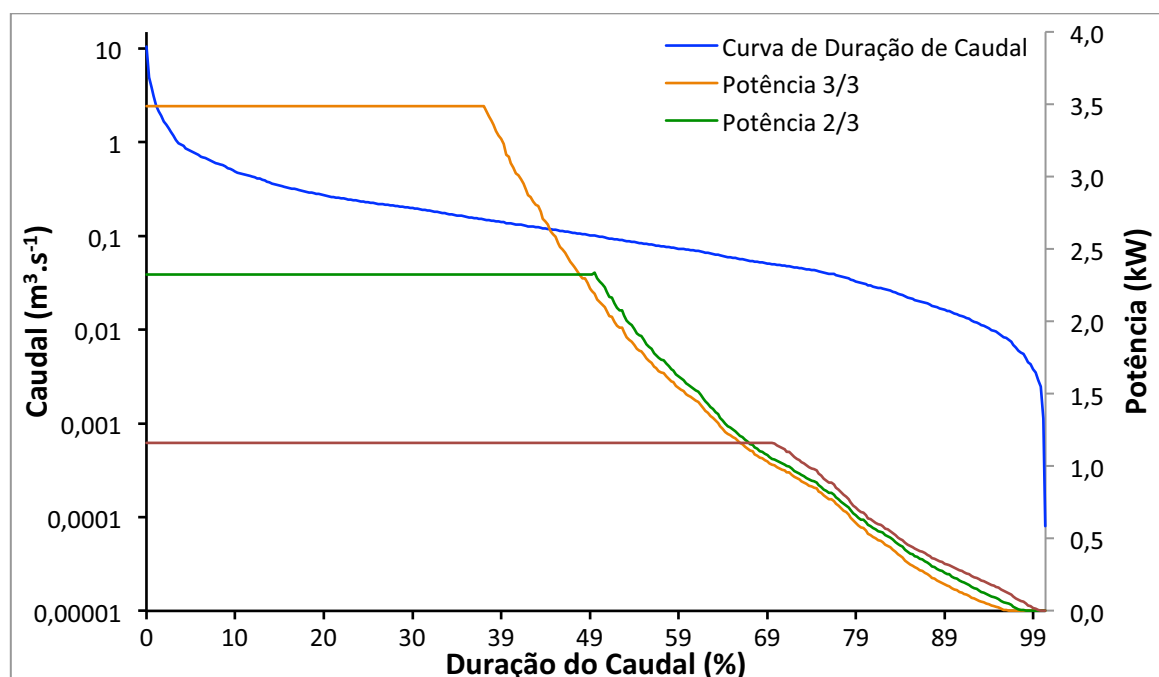


Figura 72 – Variação da potencia com a variação do caudal – estudo nº2

Traduzindo para energia os dados apresentados na Figura 72, obtêm-se valores de 18,2MWh e 18,7MWh, produzidos anualmente sem e com separador respectivamente. Esta diferença traduz-se num incremento de 2,6% de energia quando utilizamos separador de caudal.

Quanto à potência necessária de ligação para a venda da totalidade da energia produzida pela tarifa bonificada, obtiveram-se valores de 4,56kW e 4,68kW para sem e com separador respectivamente. No entanto aparece um entrave que é o limite 3,68kW para microprodução a tarifa bonificada.

Duas opções surgem então, sendo a primeira optar pela máxima potência de microprodução a tarifa bonificada (3,68kW), vender 14,6MWh pela tarifa bonificada e consumir o excedente. Esta opção é válida já que a potência instalada seria suficiente para a distribuição de caudal e o gerador não necessitava de ser tão potente.

A segunda opção é passar para miniprodução, instalando um gerador com uma potência em torno dos 6kW. Aqui poder-se-ia vender toda a energia produzida, sendo que na miniprodução, uma potência de 6kW permite vender a tarifa bonificada até 30MWh, bem acima da produção espectral.

	Microprodução	Miniprodução
Potência instalada	3,68 kW	6 kW
Tarifa bonificada (Ref.)	400€/MWh	250€/MWh
Factor da origem hídrica	40%	50%
Energia à tarifa bonificada	4MWh/MW instalado	5MWh/MW instalado

A comparação objectiva não poderia ser tão linear, pois entrariam em conta factores relativos ao preço do gerador e burocracia mais exigente da miniprodução, mas como comparação quanto ao rendimento monetário da produção, apresentam-se os seguintes cálculos:

$$Venda_{micro} = 14,6 \times (400 \times 0,4) = 2336€$$

$$Venda_{mini} = 18,7 \times (250 \times 0,5) = 2337,5€$$

Estes cálculos simplistas demonstram que a miniprodução não seria a melhor opção pois embora leve uma ligeira vantagem na venda, esta não é significativa que leve por optar por um processo mais difícil nível burocrático e com maior potência de ligação à rede.

Analisando-se por último a ligação quanto consumidor, era necessário uma contratualização de 32A em ligação monofásica para a opção da microprodução. No entanto não é possível contratualizar os 32A, sendo necessário optar pelos 45A tabelados pela EDP, equivalendo a uma potencia 10,35kW. Outra opção seria passar para ligação trifásica de 15A (11A necessários mas não contratualizáveis), que equivale aos 10,35kW apresentados na outra opção.





## 7 Discussão de Resultados

Neste capítulo é possível afirmar que os resultados obtidos através das equações desenvolvidas são fiáveis, e que no caso de uma aplicação concreta, com uma curva de duração de caudal real ou estimada a partir de métodos fiáveis, será possível fazer uma estimativa aceitável da energia a produzir, e assim poder proceder a uma análise de viabilidade económica e compará-la com outros tipos de investimentos.

As equações dimensionais do rotor foram desenvolvidas para a eficiência máxima da turbina e através de algumas considerações que permitiram que fosse possível obter resultados.

As relativas ao injector incidiram sobre a lógica de que o ângulo de entrada da água deverá manter-se no valor de projecto ( $16^\circ$ ), nunca esquecendo que o objectivo era um injector simples. Existiriam muitos outros injectores mais caros e complexos, mas para a aplicação que se pretende, não foram considerados.

A aplicação das equações desenvolvidas no programa Excel tiveram como premissa de entrada (além de caudal e queda), a velocidade específica ideal para este tipo de turbinas, valor retirado em estudos experimentais anteriores e que apenas foi convertido para as unidades utilizadas na dissertação. A partir desta imposição, todas as dimensões se obtêm para que a turbina trabalhe o mais próximo possível desta velocidade específica.

O denominado estudo de viabilidade introduzido no programa visa obter uma forma mais fiável de se estimar os ganhos energéticos do empreendimento. Outras simulações encontradas apenas se baseavam na precipitação média mensal durante o ano, convertendo esses dados em factores que afectariam a produção nas condições ideais. Este modelo foi considerado demasiado simplista, o que levou ao estudo das curvas de duração de caudal, que afectam com a sua variação a eficiência da turbina que será utilizada no cálculo da energia produzida.

Com a introdução deste estudo de viabilidade torna-se possível obter dados mais fiáveis para a simulação económica do investimento, podendo suportar bastante melhor a escolha. A fórmula da eficiência aplicada neste estudo é experimental e apresentada pelo grupo canadiano RETScreen<sup>®</sup>, bastante reconhecido na área da produção eléctrica renovável.

Quanto aos resultados específicos do caso nº 1, com dados de queda e caudal semelhantes aos apresentados no estudo de um rotor tradicional (Matos 2010), provam que a potência máxima debitada pela Banki quase que triplica a tradicional ( $\pm 500$  W para  $\pm 1400$ W).

No caso nº 2, já para valores que a maioria dos autores considera limite, verifica-se que a produção de energia é bastante superior ao caso nº1, com menores dimensões do rotor, pois as velocidades tem valores superiores.

Uma ressalva para o facto de, embora o desenvolvimento das equações seja um trabalho mais teórico, terem sido introduzidas algumas constantes experimentais de perdas, obtidas da literatura, para que os resultados fossem mais fiáveis.

Um ponto que vale a pena frisar é o facto de os gráficos de eficiência do separador serem muitas vezes apresentados na literatura, mas escondendo o verdadeiro ganho que o separador permite, pois esse ganho só é verificado a partir de um gráfico de potência ou energia.

Na prática, os choques que iriam acontecer com a diminuição do caudal de projecto poderia baixar bastante a eficiência da turbina, mas em parte esse problema foi minimizado com o incremento de pás, acção que levará a que uma pá estará cheia para caudais mais baixos ao de projecto, não deixando de existir esses choques quando a diferença para esse caudal aumenta substancialmente.

## 8 Conclusões

Para finalizar a dissertação apresenta-se um capítulo dedicado às conclusões obtidas através da elaboração do trabalho e também à motivação para trabalhos futuros.

### 8.1 Conclusão

A primeira conclusão a ser retirada deste trabalho advém da pesquisa sobre moinhos antigos, que revelou serem estes locais muito abundantes em Portugal e reunirem condições para uma aplicação relativamente simples de sistemas de produção distribuída de electricidade. Nestes locais, os cursos de água estão preparados para os rotores antigos, e a sua adaptação para as turbinas hidráulicas mais sofisticadas não é normalmente um processo excessivamente caro. As perspectivas, que apontam para uma política futura de produção descentralizada e renovável, trarão cada vez melhores condições para o investimento nestes locais.

Uma segunda conclusão advém do aproveitamento do sistema de tarifa bonificada na miniprodução e essencialmente na microprodução. Na microprodução, esta tarifa torna-se essencial para que a aposta por parte dos privados seja viável. Estas tarifas podem tornar interessantes projectos que de outra forma não seriam viáveis, como é o caso de uma turbina Banki a trabalhar fora do seu campo de aplicação ideal.

Quanto à própria turbina Banki, o seu desenvolvimento para pequenos cursos de água, substituindo os rotores dos moinhos e trabalhando abaixo da queda desejável, é possível aproveitar um nicho de mercado. Conclui-se então que o processo de microprodução por pequenas turbinas Banki será sempre de fabrico à unidade, aproveitando assim todas as vantagens do local, sendo que o facto de ser simples e relativamente barata é uma grande vantagem.

O desenvolvimento do programa em Excel permite o dimensionamento automático das parâmetros do rotor e injectores, agiliza o processo. É um método expedito que de dimensionamento para o ponto ideal de velocidade específica. A optimização do dimensionamento para o ponto ideal permite que a turbina trabalhe mais próximo da máxima eficiência. Com a introdução de uma curva de duração de caudal adequada, obtem-se uma expectativa da produção energética, o que é um dado essencial para proceder à avaliação do investimento.

Os casos simulados neste trabalho não podem ser aplicados directamente a locais de queda e caudal pontual semelhante, sem se analisar sempre por um prazo mínimo de 9 meses a duração do caudal do curso de água em questão, ou então fazer um estudo estimativo com base na bacia hidrográfica a montante do

curso de água estudado. Para rentabilizar um projecto destes é conveniente que o dimensionamento seja com dados rigorosos de queda e caudal, e a curva de duração de caudal não se afaste muito da realidade, podendo assim prever os ganhos com a energia produzida.

A produção energética de uma turbina Banki dimensionada para um local concreto é bastante apelativa ao abrigo de tarifas bonificadas, devendo o produtor jogar com a potência instalada para que a energia produzida seja toda vendida por esta tarifa. Devido à diferença entre as tarifas normal e bonificada ser significativa, o projecto deverá ser elaborado de forma a que a máxima quantidade de energia seja vendida pela tarifa bonificada.

Por último, conclui-se que este campo de aplicação em antigos moinhos é de grande interesse caso as tarifas bonificadas subsistam. É um campo de aplicação muito pouco explorado e sem grandes alternativas no mercado ao contrário de outras tecnologias.

## 8.2 Trabalhos Futuros

Após a elaboração deste trabalho são inúmeras as ideias que surgem para novos trabalhos. A ideia que parece ter mais interesse é a avaliação prática do comportamento do rotor para quedas abaixo dos três metros e caudais semelhantes aos dos cursos dos moinhos. Nesse sentido poder-se-ia averiguar o que acontece à turbina com a diminuição do caudal de projecto e consequentemente introdução de perdas oriundas de choques (linhas de corrente não concordantes com os ângulos de entrada e saída da pá).

Uma das possibilidades de se estudar na prática a reacção da Banki seria num local específico de um moinho antigo, necessitando-se nesse caso de estabelecer parcerias com uma metalomecânica que pudesse compartilhar a produção da turbina. Esta situação seria bastante interessante já que se avaliaria o potencial concreto e os problemas que advêm deste tipo de aplicações.

Outra opção bastante interessante seria construir um modelo laboratorial de uma turbina e estudar o efeito da variação do jacto e do caudal no rendimento da mesma, podendo até ser construídos mais que um rotor de pequeno tamanho aplicados num injector variável.

A ideia de interligar o projecto de microprodução em moinhos antigos à conservação dos mesmos poderia também facilitar os apoios a este tipo de investimentos. Salienta-se também que em qualquer um dos casos propostos, a parceria efectiva com uma metalomecânica e proprietários de moinhos será uma grande mais valia.

## Referências Bibliográficas

- Alqueva II* 2009, viewed 21 February 2011, <<http://www.smm.com.pt/pt/projecto/+11/alqueva-ii/>>.
- APREN 2010, 'Roteiro Nacional das Energias Renováveis', EREC, REPAP 2020.
- Bruns, E, Ohlhorst, D, Wenzel, B & Köppel, J 2010, *Renewable Energies in Germany's Electricity Market: A Biography of the Innovation Process*, Springer, Berlin.
- Brazil, AN 2010, 'Máquinas Termohidráulicas de Fluxo', Faculdade de Engenharia Universidade de Itaúna, Itaúna.
- Britton, P 1985, 'How Canada is tapping the tides for power', *Popular Science*, Janeiro 1985, p. 104.
- Bronze Turgo Wheel*, viewed 2011 February 21, <<http://www.solareagle.com/microhydro/images/turgo2.jpg>>.
- Camus, C & Eusébio, E 2006, 'Energia Mini-Hídrica', Sebenta, DEEA, ISEL, Lisboa.
- Castro, RMG 2008, 'Introdução à energia mini-hídrica', Relatório, DEEC, IST, Lisboa.
- Clark, RH 2007, *Elements of tidal-electric engineering*, Wiley-IEEE.
- 'Energias Renováveis em Portugal' 2007, Ministério da Economia e da Inovação.
- da Costa, T, Santos, D & Lança, R 2001, 'Turbo Máquinas Hidráulicas (Turbinas)', DEC - Núcleo de Hidráulica e Ambiente, Escola Superior de Tecnologia - Universidade do Algarve, Faro.
- de Oliveira, EV, Galhano, F & Pereira, B 1983, *Tecnologia Tradicional Portuguesa - Sistemas de Moagem*, INIC - Centro de estudos de Etnologia, Lisboa.
- Dixon, SL 1998, *Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery*, 5th edn, Elsevier Butterworth-Heinemann.
- Filho, ACL 2009, 'Estudo e desenvolvimento de soluções para determinação do torque em unidades de bombeio mecânico utilizadas na extração de petróleo', Tese de Doutoramento, Centro de Tecnologia, Universidade Federal da Paraíba, Paraíba.
- Gourières, L 2009, *Les petites centrales hydroélectriques : conception et calcul*, Editions du Moulin, Goudelin.
- Gorla, RSR & Khan, AA 2003, *Turbomachinery: Design and Theory*, CRC Press.
- Harvey, A 2009, *Micro-hydro design manual : a guide to small-scale water power schemes*, Practical Action Publishing, Warwickshire.
- Instuto Superior Técnico 1977, *Mecânica de fluidos*, AEIST.
- Júnior, AGDME 2000, 'As turbinas de Fluxo Cruzado (Michell - Banki) como opção para Centrais Hidráulicas de pequeno porte', Pós-graduação, Universidade de São Paulo, São Paulo.
- Kaltschmitt, M, Streicher, W & Wiese, A 2007, *Renewable energy: technology, economics, and environment*, Springer, Berlin.

- Kothari, DP, Singal, KC & Ranjan, R 2009, *Renewable Energy Sources And Emerging Technologies*, 2nd edn, PHI Learning Pvt. Ltd., New Delhi.
- Laleu, VD 2009, 'La Rance Tidal Power Plant - 40 year operation feedback', *BHA Annual Conference*, Liverpool.
- Logan, & Prasad, RR 2003, *Handbook of Turbomachinery*, 2nd edn, CRC Press.
- Mukherjee, D & Chakrabarti, S 2007, *Fundamentals Of Renewable Energy Systems*, New Age International, New Delhi.
- Madureira, C & Baptista, V 2002, *Hidroelectricidade em Portugal - Memória e desafio*, Tipografia Peres, Lisboa.
- Matos, A 2010, 'Desenvolvimento de uma Turbina Banki para aplicação em Micro-Hídricas', Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade do Minho, Guimarães.
- MEI, *O que é microprodução*, viewed 15 Março 2011, <<http://www.renovaveisnagora.pt/nicio>>.
- Meier, T 2001, *Mini hydropower for rural development*, LIT Verlag Münster.
- Mockmore, CA & Merryfield, F 1949, 'The Banki Water Turbine', Bulletin Series, Engineering Experient Station, Oregon State University.
- Osseberger Turbine*, viewed 21 February 2010, <<http://www.osseberger.de/cms/pt/hydro/osseberger-turbine/folders/>>.
- Organização do mercado*, viewed 3 Março 2011, <<http://www.edpsu.pt/pt/CUR/EDP%20Images/graficoOrganizacaoMercado.png>>.
- Pursell, CW 1990, *Technology in America: a history of individuals and ideas*, The MIT Press.
- Penche, C 1998, *Layman's Handbook on how to develop a Small Hydro Site*, 2nd edn, European Small Hydropower Association (ESHA), Bruxelas, Bélgica.
- PNBEPH*, <<http://pnbeph.inag.pt/np4/7.html>>.
- Sauter, R 2006, 'Economic Analyses of Micro-generation Deployment Models', *Economic & Social Research Council*, Working Paper Series Number 2006/1.
- Sawhney, GS 2010, *Thermal And Hydraulic Machines*, PHI Learning Pvt. Ltd., New Delhi.
- Schrand, D 2010, 'The Basics of Torque Measurement', Technical Notes and Articles, Sensor Developments Inc.
- Singal, RK 2009, *Hydraulic Machines: Fluid Machinery*, I. K. International Pvt Ltd, New Delhi.
- Singh, G, *Exploit Nature-Renewable Energy Technologies*, Aditya Books Pvt. Ltd.
- Short, DM 2009, *Wikipédia*, viewed 23 April 2011, <[http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Breastshot\\_water\\_wheel\\_schematic.png](http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Breastshot_water_wheel_schematic.png)>.
- Runner blade's*, viewed 14 February 2011, <[http://www.alibaba.com/product-gs/295091467/turgo\\_turbine\\_wheel/showimage.html?newId=295091467&pn=1&pt=10&t=3&cids](http://www.alibaba.com/product-gs/295091467/turgo_turbine_wheel/showimage.html?newId=295091467&pn=1&pt=10&t=3&cids)>.
- Rajput, RK 2005, *Elements of Mechanical Engineering*, Firewall Media.
- RE.NEW.ABLE*. 2010, viewed 22 March 2011.

*Relatório Anual para a Comissão Europeia* 2010, ERSE.

REN 2011, *Dados Técnicos 2010*, Print run, Lisboa, Portugal.

*Turgo turbines* 2008, viewed 21 February 2011, <<http://www.varspeedhydro.com/Turgo.html>>.

*Turgo turbines* 2009, viewed 21 February 2011,  
<[http://www.gilkes.com/images/stories/pdfs/turgo\\_lr2.pdf](http://www.gilkes.com/images/stories/pdfs/turgo_lr2.pdf)>.

Thake, 2000, *The micro-hydro pelton turbine manual : design, manufacture and installation for small-scale hydropower*, Practical Action Publishing, Warwickshire.

Treinen, S 2005, 'Conception, dimensionnement et fabrication d'une turbine Banki de type JLA mécano-soudée', Mémoire, GRAMME - Institut Supérieur Industriel.

Venkanna, BK 2009, *Fundamentals Of Turbomachinery*, PHI Learning Pvt. Ltd., New Delhi.

Viollet, P-L 2005, *Histoire de L'énergie Hydraulique*, Presses de l'école nationale des ponts et chaussées, Paris.

Warnick, CC 1984, *Hydropower Enginnering*, Prentice-Hall, Inc., New Jersey.





## Bibliografia

Castro, Rui, docente Instituto Superior Técnico – Uma introdução às energias renováveis: eólica, fotovoltaica e mini-hídrica. Lisboa: Instituto Superior Técnico, D.L. 2011. (Ensino da Ciência e da Tecnologia). ISBN 978-972-8469-01-6

Meier, W. – Desenvolvimento de turbinas hidráulicas para baixas quedas. Lisboa: Ordem dos Engenheiros, 1977. (Congresso 77 Ordem dos Engenheiros)

Thake, Jeremy – The micro-hydro pelton turbine manual: design, manufacture and installation for small-scale hydropower. Warwickshire: Practical Action Publishing, cop. 2000. ISBN 978-1-85339-460-7

Micro-hydro design manual: a guide to small-scale water power schemes. Warwickshire: Practical Action Publishing, imp. 2009. ISBN 978-1-85339-103-3

Gourières, D. Le – Les petites centrales hydroélectriques: conception et calcul. Goudelin: Editions du Moulin, cop. 2009. ISBN 978-2-9530041-1-3

Barglazan, M. – About design optimization of cross-flow hydraulic turbines, Scientific Bulletin of The Polithenica University of Timisoara, (2005), Timisoara



## **Anexos**



## Anexo A – Processo de Registo como Microprodutor

Para ser microprodutor ao abrigo das vantagens concedidas pelo DL 363/2007, de 2 de Novembro, alterado pelo DL 118--A/2010, de 25 de Outubro, é necessário seguir um determinado procedimento. O acesso à microprodução é neste momento processado na plataforma electrónica Serviço de Registo da Microprodução (SRM).

Seguidamente será descrito de forma sucinta os passos a tomar por um futuro microprodutor:

### 1. Inscrição

Em primeiro lugar, o promotor deverá proceder à sua inscrição no SRM, sendo que necessita de preencher todos os campos alusivos ao produtor, à unidade de microprodução e à instalação de consumo. Enquanto todos os campos não forem preenchidos o SRM não aceita o registo.

### 2. Validação da inscrição

A validação da inscrição é um passo automático e que culmina com o envio de um recibo com respectivo número e contendo a data e hora de término da inscrição.

### 3. Pagamento da taxa para registo

Junto com o recibo, o SRM envia as referências necessárias para o promotor pagar a taxa para registo. Este pagamento deve ser efectuado no prazo de 5 dias a contar da data de registo e tem o valor de 500€ + IVA (Portaria n.º1185/2010 de 17 de Novembro). Caso venha a ser rejeitado, ao promotor é devolvida a totalidade do pagamento.

### 4. Registo

Após pagamento da taxa, passamos à fase de registo onde o operador da rede de distribuição (ORD) e o comercializador analisam as questões do processo que lhe dizem respeito, tendo para isso 5 dias. Desta avaliação, ORD e comercializador pronunciam-se quanto à conformidade ou não da inscrição.

Recebendo esta avaliação, o SRM tem 3 dias para avaliar a decisão e declarar ao promotor uma de três respostas: aceitação do registo, rejeição da inscrição ou então aceitação da inscrição sob reserva, tendo neste caso o promotor de corrigir as deficiências num prazo de 30 dias para que o registo possa ser aceite.

### 5. Atribuição da potencia de exploração

A atribuição de potência é dada por ordem de conclusão do registo, sendo que a DGEG abrirá em 2011 com 3,7MW de potência para atribuição no último dia de cada mês durante os primeiros 8 meses do ano, que corresponde a 1/8 do total disponível para 2011 que é de 29,6MW.

#### 6. Certificado de exploração

O certificado de exploração é passado após a conclusão dos trabalhos de instalação da unidade de produção registada. Para esse efeito o promotor tem 4 meses, contados a partir da data de conclusão do registo, para solicitar ao SRM a inspecção. Passando na inspecção o registo será concluído através da emissão do certificado de exploração.

Após a realização destes passos, o promotor está apto a iniciar a sua actividade de microprodução.

## Anexo B – Medição de Binário em veios

No âmbito de um trabalho passado, foi desenvolvido e construído um engenho semelhante aos tradicionais para aplicação num moinho e produção de electricidade (Figura 73).



**Figura 73 – Engenho semelhante ao tradicional, instalado num moinho para produção de electricidade (Matos 2010)**

Com o intuito de continuar o estudo sobre este engenho, era necessário o desenvolvimento de um sistema portátil de medição de binário em veios, de baixo custo e fácil de utilizar, com a finalidade de se avaliar a potência mecânica, permitindo encontrar a curva de eficiência e determinar as perdas reais do gerador. Pequenos geradores eléctricos apresentam muitas vezes eficiências mais baixas do que as anunciadas pelo fabricante, pelo que seria importante ter uma noção mais real.

No entanto, e devido a complicações relativas ao local onde se encontra instalado o rotor tradicional, este sistema não foi construído.

O binário é uma das características importantes em veios em rotação, existindo inúmeras formas de se efectuar medição experimental nestes elementos.

Nesta secção, serão explicados algumas das formas de medir experimentalmente o binário, o seu funcionamento e as suas limitações. Após esta análise será desenvolvido um sistema puramente mecânico, simples e de muito baixo custo para efectuar a medição no veio do rotor tradicional instalado em Ponte de Lima.



## Medição por absorção

O mais antigo sistema de medição de binário, embora através de uma medição indirecta como será explicado, é o mecanismo de Prony. Este baseia-se na absorção da energia mecânica através da travagem do veio, ficando ligado a este sistema de travagem uma barra que assentará sobre uma balança, sendo que esta vai ler a força exercida (Figura 74).

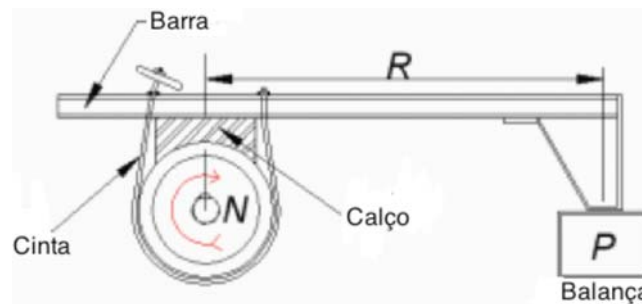


Figura 74 – Esquema do Mecanismo de Prony (Filho 2009)

Neste tipo de dispositivo, a medição é feita pela reacção à força imposta pela extremidade do braço, efectuando-se de uma forma simples, a transformação dessa leitura num valor de binário através da equação ( 0.1 ) (Filho 2009).

$$T = P \times r \quad ( 0.1 )$$

Outro sistema desenvolvido bastantes anos mais tarde por Sir William Froude, foi o mecanismo de absorção por travagem por água. O funcionamento baseia-se na travagem através de um rotor colocado dentro de uma carcaça, sendo que existe um braço ligando a carcaça a uma balança ou dinamómetro (Figura 75), medindo assim a reacção à força imposta por esse braço, obtendo o binário através da mesma equação ( 0.1 ) que no sistema anterior (Filho 2009).

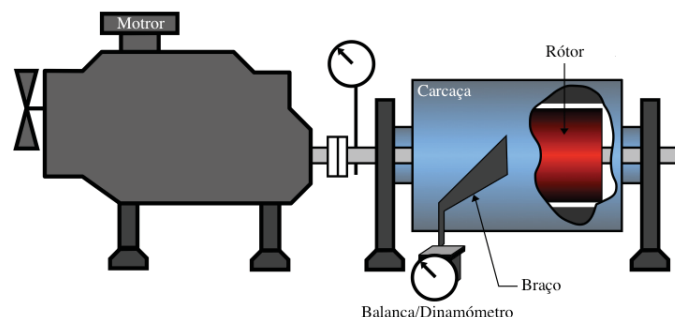


Figura 75 – Sistema de absorção de Froude (Filho 2009)

## Medição por extensómetro

Um extensómetro tem como função a captação de uma deformação, enviando esse sinal para um condicionador de sinal que por sua vez estará ligado a um dispositivo de leitura.

Os extensómetros mencionados utilizam uma ponte de Wheatstone, que é um conjunto de resistências eléctricas em equilíbrio, que transforma uma deformação numa variação proporcional da sua resistência eléctrica.

## Método por anéis deslizantes

Este é o método mais comum em mecanismos de medição de binário dinâmico, pois é um método económico, com bom desempenho e uma ampla gama de aplicações (Schrand 2010). É um sistema bastante desenvolvido e que se baseia na condutibilidade de um conjunto de anéis acoplados ao veio e escovas que entram em contacto com estes, gerando energia de alimentação e captação de dados para o sistema (Figura 76). Como foi dito, os anéis têm a dupla função de aquisição de dados e alimentação do sistema, sendo que um anel nunca fará as duas funções em simultâneo, dividindo-se assim os anéis acoplados para cada uma das funções.

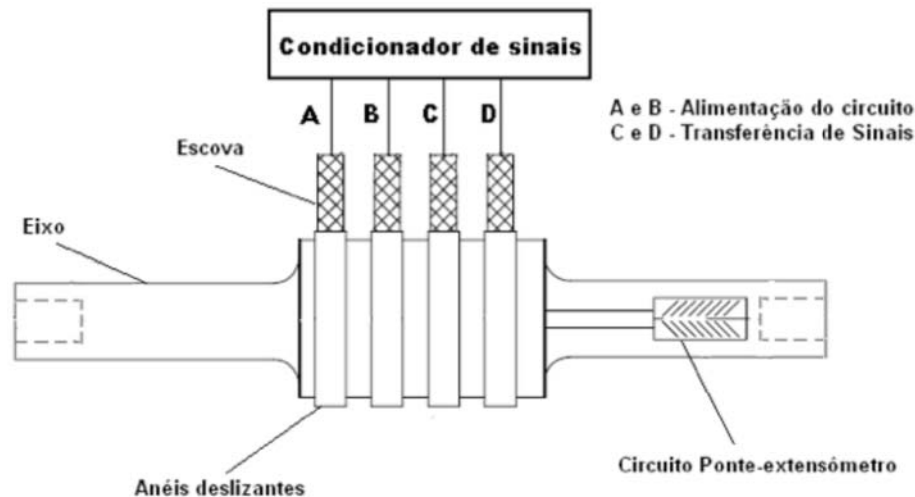


Figura 76 – Sistema de anéis deslizantes (Filho 2009)

De salientar que este método também tem as suas limitações, sendo que o maior deles está ligado ao desgaste que os anéis sofrem pelo atrito entre os anéis e as escovas e que diminui a precisão da medição. O ruído resultante do mesmo atrito é também um problema natural e que pode interferir nas medições e que aumenta directamente com a velocidade (Schrand 2010).

## Método por transformadores rotativos

Este é um método que surgiu para dar resposta aos problemas encontrados com o método anterior, sendo que nunca conseguiu ganhar muito mercado.

Assim como os anéis deslizantes, a alimentação e transmissão é feita pelos mesmos órgão, sendo que neste caso não serão os anéis mas sim os transformadores (Figura 77).

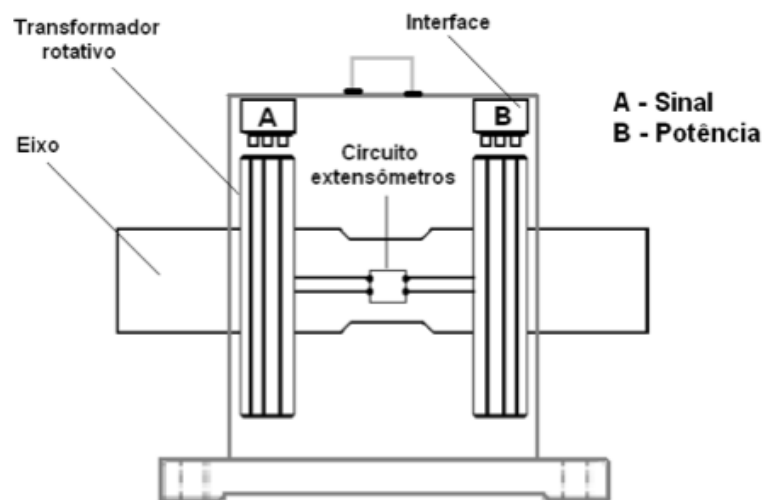


Figura 77 – Esquema de um sistema de transformadores rotativos (Filho 2009)

Eliminando o principal problema do método anterior, o desgaste dos anéis e consequente aumento do erro de medição, este método tem porém uma relação custo/benefício pouco interessante, o que está na origem da falta de mercado que detém. Aliado a este problema, verifica-se um outro muito importante que é a fragilidade dos transformadores, o que aumenta ainda maior o custo de utilização deste equipamento.

A melhoria conseguida em termos de rotação máxima é apenas ligeira, o que faz com que a sua área de acção não melhore o suficiente comparativamente ao custo superior que apresenta e a todos os condicionamentos que os transformadores impõem (Schrand 2010).

## Método IR

Utilizando também um transformador para fazer a alimentação do sistema, a transmissão neste caso é efectuada por um conversor, que através de infravermelhos, transmite o sinal para os díodos estacionários.

Sendo que o sinal que sai do sensor é digital, este é muito menos suscetível a ruídos de fontes externas como motores elétricos e campos magnéticos.

Este é um método bastante utilizado para altas velocidades de rotação dos veios, coisa que era uma limitação nos métodos anteriores, sendo que poderá atingir leituras a 25000 rpm.

É um método sem fios e que elimina ruídos, atritos e desgaste, obtendo-se assim leituras mais exactas, sendo que contrariamente ao método de transformador rotativo, este pode ser aplicado sem rolamento o que leva à eliminação dos defeitos referidos (Schrand 2010). Quanto a limitações deste método é o seu elevado preço e a impossibilidade de actuar em certos ambientes.

### **Método de telemetria por RF**

Neste método, a alimentação do sistema é feita através de uma fonte externa, sendo esta normalmente uma pilha de 9V, podendo em casos especiais ser interna e de origem indutiva, sendo que no caso da alimentação por pilha é considerado uma desvantagem já que limita o tempo de teste.

Neste sistema, o torque é transformado em tensão eléctrica no extensómetro, que por sua vez é transformado num sinal digital, enviando-o depois através de radiofrequência, sendo este recebido por um microcontrolador ou computador que voltará a transformar em sinal analógico que será lido como explica a Figura 78.

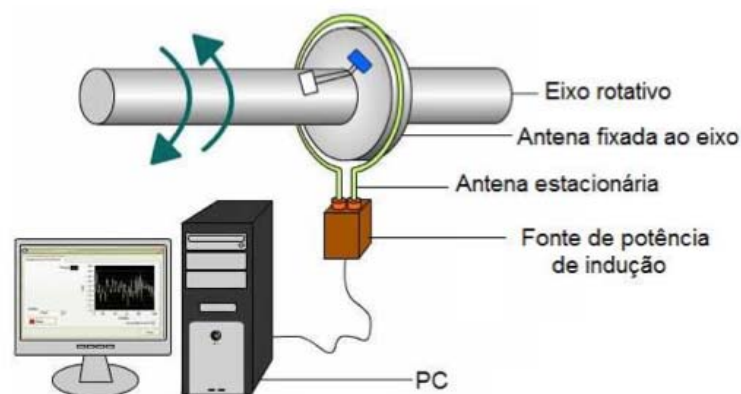


Figura 78 – Exemplo de um sistema telemétrico por RF com fonte de indução (Filho 2009)

### **Método de leitura do ângulo de torsão**

É um método bastante estudado e que consiste em duas engrenagens paralelas acopladas ao veio a ser estudado, sendo a cada uma destas está associado um detector, normalmente ópticos ou magnéticos (Figura 79), apresentando-se como base do cálculo do ângulo de torsão, a diferença entre as duas leituras.

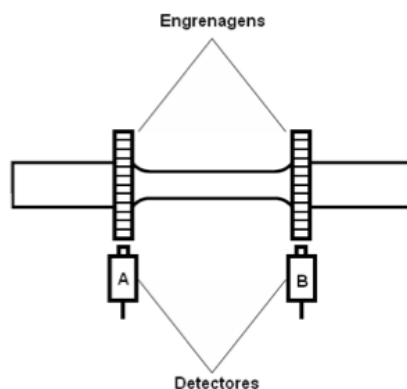


Figura 79 – Esquema da disposição do sistema de ângulo de torsão (Filho 2009)

Este método tem como vantagem a sua elevada precisão, sendo que esta está ligada a uma boa calibração que apenas é conseguida laboratorialmente. A precisão da leitura tem vindo a crescer com a evolução dos detectores e dos protocolos de transmissão de dados.

## Desenvolvimento de um medidor de binário

Após a pesquisa realizada no âmbito dos sistemas de medição de binário de rotação, e tendo em conta que o objectivo seria a elaboração de um sistema simples, mecânico e barato, decidiu-se basear o desenvolvimento no sistema de Prony e adaptar para um veio de disposição vertical, alterando a balança simples para um dinamómetro.

A obtenção de um sistema simples de medição de binário será feita através da leitura de uma força no dinamómetro poderá então ser obtida a partir do equipamento representado na Figura 80.

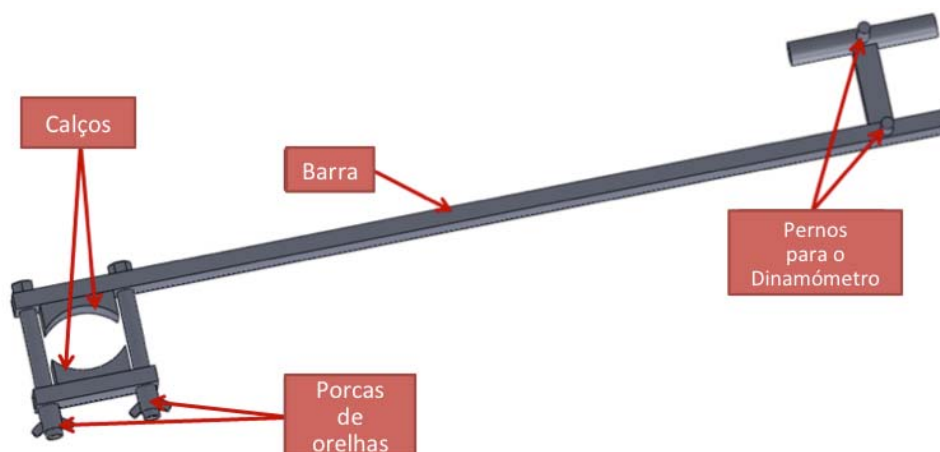


Figura 80 – Equipamento final

Nesta representação geral conseguimos ter uma noção mais real do funcionamento deste. Os calços entram em contacto com uma roda de aço fabricada para o efeito, e através de um aperto contínuo das borboletas, as forças de atrito sobre a roda acoplada ao veio em movimento serão cada vez mais elevadas,

traduzindo-se no lado oposto uma medição da força no dinamómetro, estabelecida pela fixação do manipulador através de força humana. O sistema foi desenvolvido para que, na zona do manipulador e com o afastamento, o ângulo com a barra não varie muito dos 90°, para que assim, a aplicação da fórmula do binário não traga muitos erros.

O desenvolvimento deste sistema a partir da célula de travagem, sendo que se adoptou um sistema de dois calços que terão no sistema de parafuso, a imposição da força necessária para a paragem do veio. Estes dois calços actuarão sobre uma roda de aço que estará acoplada ao veio.

Para o fabrico, partindo de tubos de secção rectangular *standards*, fabricam-se uma grande parte dos componentes do sistema. É exemplo disso o braço que suporta um dos calços, a base que suporta o outro calço bem como parte do manipulador.

Para o fabrico do braço é necessário um tubo de secção rectangular (40x20) de espessura 1,5mm com cerca de 1200mm de comprimento. Neste efectua-se uma abertura de secção de 90x40 a 30 mm da extremidade que se visualiza na Figura 81. A furação de Ø20mm é expressa na mesma figura, com o centro a 15mm das extremidades do corte anterior, sendo que estes furos servirão para a aplicação de parafusos.

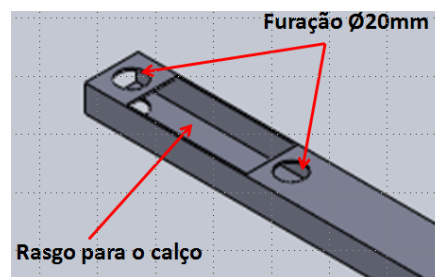


Figura 81 – Pormenor da extremidade do braço

Na outra extremidade, a exactamente 1000mm do centro da abertura (90x40) para o calço, será soldado, na face contrária, um tubo de secção (20x10) com cerca de 50mm de comprimento (Figura 82). Nele encaixará o manipulador. Na parte superior, será soldado um perno de sensivelmente 30mm, e que servirá para a aplicação do dinamómetro.

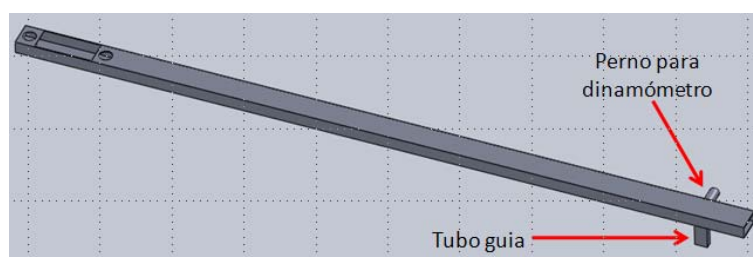
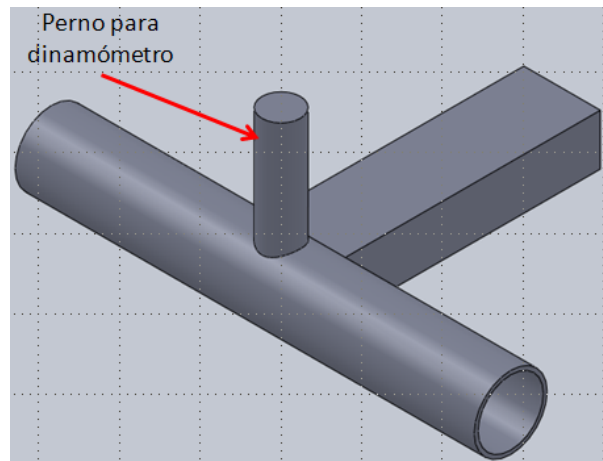


Figura 82 – Braço com pormenores da extremidade oposta ao calço

O componente que alojará o outro calço será construído a partir do mesmo tubo de secção rectangular, tendo apenas 150mm. O processo de construção será concluído com a furação e abertura do espaço para alocar o calço, igual ao do componente anterior.

O manipulador (Figura 83) é feito através da soldadura de um tubo de secção rectangular (40x20) a um tubo de secção circular (1,1/8") de 1,5mm de espessura. No centro do manipulador será soldado outro perno de cerca de 30mm para o dinamómetro.



**Figura 83 – Manipulador**

Os parafusos serão M20 sextavados, roscados em pelo menos 50 mm finais, e terão porcas de borboleta como método de aperto.

Além dos componentes apresentados, serão ainda utilizados calços para colocação nas aberturas descritas acima, assim como parafusos M20 sextavados que apertarão em borboletas apresentadas mais à frente no equipamento final.

## Anexo C – Curvatura da pá

A curvatura da pá é uma característica geométrica seleccionada a partir da elaboração de uma circunferência, cujo centro é feito pela intercepção entre a perpendicular à velocidade relativa, na entrada do primeiro estágio do rotor, e a perpendicular à velocidade relativa, na saída do primeiro estágio do rotor.

A Figura 67 no corpo de relatório permite analisar os triângulos AOC e BOC, e sabendo que o ângulo BÔC é de 90°, obtendo-se:

$$\begin{cases} \overline{CO}^2 = \overline{BO}^2 + \overline{BC}^2 \\ \overline{CO}^2 = \overline{AO}^2 + \overline{AC}^2 - 2 \cdot \overline{AO} \cdot \overline{AC} \cdot \cos \beta_1 \end{cases}$$

$$\overline{BO}^2 + \overline{BC}^2 = \overline{AO}^2 + \overline{AC}^2 - 2 \cdot \overline{AO} \cdot \overline{AC} \cdot \cos \beta_1 \quad (\text{C.1})$$

Como é possível constatar na Figura 67, os segmentos de recta indicados correspondem a raios.

$$\begin{aligned} \overline{AO} &= R \\ \overline{BO} &= R' \\ \overline{AC} &= BC = R_{pá} \end{aligned}$$

Aplicando essas constatações na equação (C.1) desenvolve-se uma expressão em relação ao raio da pá:

$$(R')^2 + R_{pá}^2 = R^2 + R_{pá}^2 - 2 \cdot R \cdot R_{pá} \cdot \cos \beta_1 \Leftrightarrow (R')^2 + R_{pá}^2 = R^2 + R_{pá}^2 - 2 \cdot R \cdot R_{pá} \cdot \cos \beta_1$$

$$R_{pá} = \frac{R^2 - (R')^2}{2 \cdot R \cdot \cos \beta_1} \quad (\text{C.2})$$

Aplicando na equação anterior a equação ( 5.29 ), bem como substituindo o ângulo  $\beta_1$  pelo valor calculado anteriormente, obtém-se:

$$R_{pá} = \frac{R^2 - (0,6589 \cdot R)^2}{2 \cdot R \cdot \cos 30^\circ} \Leftrightarrow R_{pá} = \frac{0,5659 \cdot R^2}{2 \cdot R \cdot \cos 30^\circ}$$

$$R_{pá} = 0,3267 \cdot R \quad (\text{C.3})$$

No que concerne ao estudo sobre a pá, existe ainda outra característica indispensável para a construção da turbina, que é o ângulo central ( $\delta$ ). Como se visualizou na Figura 67, esse é o ângulo correspondente ao arco de circunferência que forma a pá.



Para explicar pormenorizadamente a forma de o calcular, será necessário apresentar uma evolução da Figura 67. É isso que acontece na Figura 84, onde são apresentadas várias relações angulares que são essenciais para o desenvolvimento das equações necessárias à obtenção do ângulo da pá.

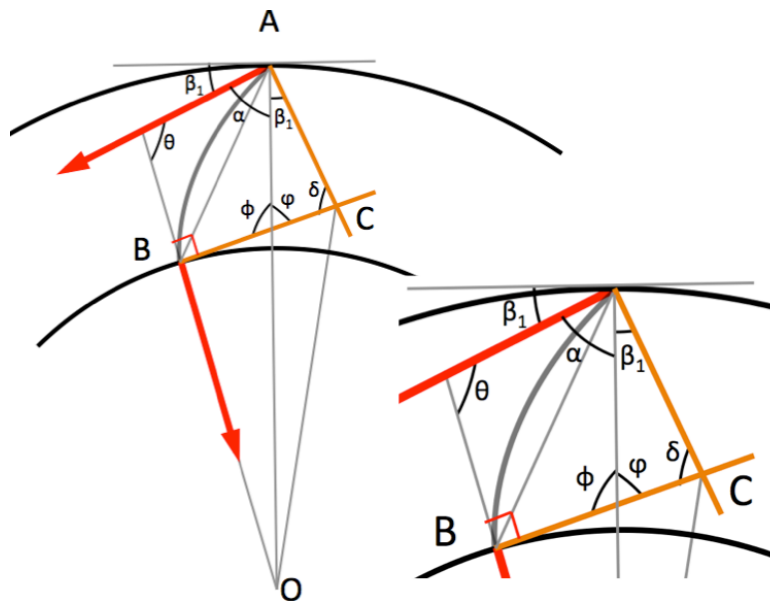


Figura 84 – Relações trigonométricas com o ângulo da pá

Primeiramente é feito um relacionamento dos ângulos apresentados com ângulo conhecido na relação ( $\beta_1$ ) e o ângulo a que queremos chegar ( $\delta$ ).

Analisando a Figura 84 é possível obter as relações de ângulos:

$$\alpha + \beta_1 = 90$$

$$\alpha = 90 - \beta_1 \quad (\text{C.4})$$

Sabendo que a soma dos ângulos internos de um triângulo perfaz  $180^\circ$ .

$$\varphi + \delta + \beta_1 = 180$$

$$\varphi = 180 - \delta - \beta_1 \quad (\text{C.5})$$

$$\varphi + \phi = 180 \Leftrightarrow 180 - \delta - \beta_1 + \phi = 180$$

$$\phi = \beta_1 + \delta \quad (\text{C.6})$$

Analisando o trapézio, e sabendo que a soma dos seus ângulos internos perfaz  $360^\circ$ , determina-se a expressão do ângulo  $\theta$ .

$$360 = \phi + \alpha + \theta + 90 \Leftrightarrow 360 = (\beta_1 + \delta) + (90 - \beta_1) + \theta + 90 \Leftrightarrow \theta = 360 - 180 - \delta$$

$$\theta = 180 - \delta \quad (\text{C.7})$$

Sendo que o ângulo  $\theta$  é formado por duas tangentes ao mesmo arco de circunferência (pá) que se interceptam, então é possível afirmar que os segmentos de recta que partem dos pontos tangentes até à intercepção entre ambos têm o mesmo comprimento.

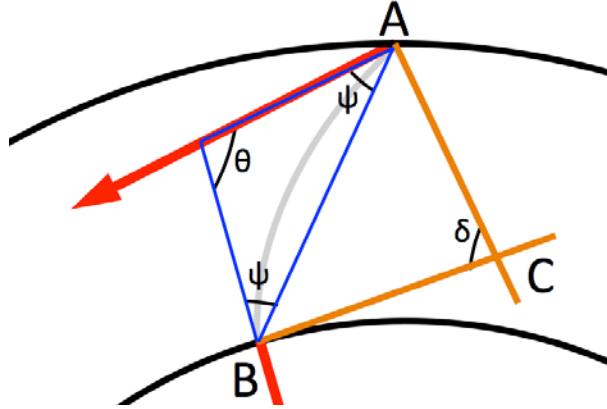


Figura 85 – Triângulo formado pelas tangentes à pá nos pontos A e B

Sendo possível afirmar que a lados iguais correspondem ângulos iguais, desenvolvendo-se a seguinte equação:

$$180 = \theta + 2.\psi \Leftrightarrow \psi = \frac{180 - \theta}{2} \Leftrightarrow 180 = \theta + 2.\psi \Leftrightarrow \psi = \frac{180 - 180 - \delta}{2}$$

$$\psi = \frac{\delta}{2} \quad (\text{C.8})$$

Aplicando ao triângulo ABO a lei dos senos, é possível estudar o ângulo da pá.

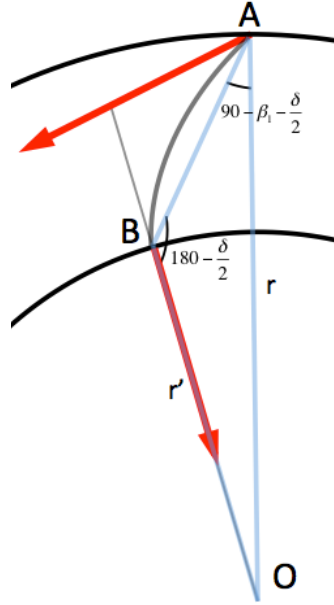


Figura 86 – Triângulo ABO

$$\frac{R}{\sin\left(180 - \frac{\delta}{2}\right)} = \frac{R'}{\sin\left(90 - \beta_1 - \frac{\delta}{2}\right)}$$

$$\frac{R}{R'} = \frac{\sin\left(180 - \frac{\delta}{2}\right)}{\sin\left(90 - \beta_1 - \frac{\delta}{2}\right)} \Leftrightarrow \frac{r}{r'} = \frac{\sin(180) \cdot \cos\left(\frac{\delta}{2}\right) - \cos(180) \cdot \sin\left(\frac{\delta}{2}\right)}{\sin(90) \cdot \cos\left(\beta_1 + \frac{\delta}{2}\right) - \cos(90) \cdot \sin\left(\beta_1 + \frac{\delta}{2}\right)}$$

$$\frac{R}{R'} = \frac{\sin\left(180 - \frac{\delta}{2}\right)}{\sin\left(90 - \beta_1 - \frac{\delta}{2}\right)} \Leftrightarrow \frac{R}{R'} = \frac{\sin\left(\frac{\delta}{2}\right)}{\cos\left(\beta_1 + \frac{\delta}{2}\right)} \Leftrightarrow \frac{R}{R'} = \frac{\sin\left(\frac{\delta}{2}\right)}{\cos(\beta_1) \cdot \cos\left(\frac{\delta}{2}\right) - \sin(\beta_1) \cdot \sin\left(\frac{\delta}{2}\right)}$$

$$\frac{R'}{R} = \frac{\cos(\beta_1) \cdot \cos\left(\frac{\delta}{2}\right)}{\sin\left(\frac{\delta}{2}\right)} - \frac{\sin(\beta_1) \cdot \sin\left(\frac{\delta}{2}\right)}{\sin\left(\frac{\delta}{2}\right)} \Leftrightarrow \frac{R'}{R} = \cos(\beta_1) \cdot \cot\left(\frac{\delta}{2}\right) - \sin(\beta_1)$$

$$\cot\left(\frac{\delta}{2}\right) = \frac{\left(\frac{R'}{R}\right) + \sin(\beta_1)}{\cos(\beta_1)} \Leftrightarrow \tan\left(\frac{\delta}{2}\right) = \frac{\cos(\beta_1)}{\left(\frac{R'}{R}\right) + \sin(\beta_1)} \Leftrightarrow \delta = 2 \cdot \tan^{-1}\left(\frac{\cos(\beta_1)}{\left(\frac{R'}{R}\right) + \sin(\beta_1)}\right)$$

Aplicando os valores obtidos anteriormente, obtém-se:

$$\delta = 2 \cdot \tan^{-1}\left(\frac{\cos(30^\circ)}{0,6589 + \sin(30^\circ)}\right)$$

$$\delta = 73,540^\circ \quad (C.9)$$

## Anexo D – Estudo do caso nº 1

### 1. Parâmetros de entrada

Parâmetros		
símbolo	valor	Und.
$g$	9,807	$m/s^2$
$\rho$	1000	$kg/m^3$
$H$	1,5	m
$Q_N$	0,12	$m^3/s$
$\alpha_1$	16	°
$\beta_1$	30	°
$\beta'_1$	90	°
$N_s$	53,357	
$N$	66,7	rpm
$x$	0,4342	
$f$	0,6589	

Imposições		
$N_s$	53,357	

Potência Hidráulica		
$P_h$	1765,3	W
$P_h$	2,4	cv

Constantes	
$k$	0,08
$C$	0,98
$\psi$	0,98

### 2. Dimensões do rotor e características do jacto

Dimensões do rotor		
$D_1$	0,7614	m
$D_2$	0,5017	m
$s_1$	0,0609	m
$t$	0,1218	m
$L$	0,4077	m
$p$	0,1244	m
$\delta$	73,5384	°
$npás$	19,6350	

R e v i s t o	Dimensões do rotor		
	$D_1$	0,7614	m
	$D_2$	0,5017	m
	$s_1$	0,0544	m
	$t$	0,1087	m
	$L$	0,4077	m
	$p$	0,1244	m
	$\delta$	73,5384	°
	$npás$	22	

Características do jacto		
$s_0$	0,0609	m
$s_1$	0,0544	m
$s_2$	0,0716	m
$t$	0,1087	m
$y$	0,1156	m
$y_1$	0,0930	m
$y_2$	0,0422	m

### 3. Perfil do injector

Largura do injector		
$L_{inj}$	0,3706	m
Espessura da divisória 1/3 e 2/3		
$e_{sep}$	0,002	m
Largura útil do injector		
$L_{util}$	0,3686	m
Área de contacto injector/rótor		
$A_{cont}$	0,0819	m <sup>2</sup>
Comprimento do arco		
$L_{arc}$	0,2222	m
Ângulo do arco		
$\theta_{arc}$	33,4	°
Folga entre injector e rótor		
$f$	0,002	m

Perfil do injector	
$\theta$ [°]	$R_{inj}$ [m]
0,00	0,3817
2,39	0,3980
4,78	0,4150
7,17	0,4328
9,55	0,4517
11,94	0,4716
14,33	0,4928
16,72	0,5155
19,11	0,5398
21,50	0,5660
23,89	0,5944
26,27	0,6254
28,66	0,6594
31,05	0,6970
33,44	0,7388

### 4. Velocidades

PRIMEIRO ESTÁGIO		
Velocidade tangencial na entrada		
$U_1$	2,555	m/s
Velocidade absoluta na entrada		
$C_1$	5,316	m/s
Velocidade relativa na entrada		
$W_1$	2,950	m/s
Velocidade tangencial na saída		
$U'_2$	1,683	m/s
Velocidade absoluta na saída		
$C'_2$	2,801	m/s
Velocidade relativa na saída		
$W'_2$	2,239	m/s

SEGUNDO ESTÁGIO		
Velocidade tangencial na entrada		
$U'_1$	1,683	m/s
Velocidade absoluta na entrada		
$C'_1$	2,801	m/s
Velocidade relativa na entrada		
$W'_1$	2,239	m/s
Velocidade tangencial na saída		
$U_2$	2,555	m/s
Velocidade absoluta na saída		
$C_2$	2,213	m/s
Velocidade relativa na saída		
$W_2$	2,891	m/s

## 5. Estudo energético

Caudal		
$Q_{\text{m}}$	0,12	$\text{m}^3/\text{s}$

Duração (%)	Caudal esperado	Eficiência [3/3]	Eficiência [2/3]	Eficiência [1/3]	Potência [3/3] [kW]	Energia [kWh]	Potência [3/3] [kW]	Potência [3/3] [kW]	Potência c/ divisão [kW]
0	8,7344	0,790	0,79	0,79	1,395	32,984	0,930	0,465	1,395
0,27	4,0906	0,790	0,79	0,79	1,395	34,206	0,930	0,465	1,395
0,55	3,1826	0,790	0,79	0,79	1,395	32,984	0,930	0,465	1,395
0,82	2,5942	0,790	0,79	0,79	1,395	34,206	0,930	0,465	1,395
1,1	2,06963	0,790	0,79	0,79	1,395	32,984	0,930	0,465	1,395
1,37	1,79797	0,790	0,79	0,79	1,395	32,984	0,930	0,465	1,395
1,64	1,5912	0,790	0,79	0,79	1,395	34,206	0,930	0,465	1,395
1,92	1,39073	0,790	0,79	0,79	1,395	32,984	0,930	0,465	1,395
2,19	1,28223	0,790	0,79	0,79	1,395	34,206	0,930	0,465	1,395
2,47	1,1735	0,790	0,79	0,79	1,395	32,984	0,930	0,465	1,395
2,74	1,07897	0,790	0,79	0,79	1,395	32,984	0,930	0,465	1,395
3,01	0,9826	0,790	0,79	0,79	1,395	34,206	0,930	0,465	1,395
3,29	0,8843	0,790	0,79	0,79	1,395	32,984	0,930	0,465	1,395
3,56	0,81787	0,790	0,79	0,79	1,395	34,206	0,930	0,465	1,395
3,84	0,79097	0,790	0,79	0,79	1,395	32,984	0,930	0,465	1,395
4,11	0,7619	0,790	0,79	0,79	1,395	32,984	0,930	0,465	1,395
4,38	0,71233	0,790	0,79	0,79	1,395	34,206	0,930	0,465	1,395
4,66	0,6935	0,790	0,79	0,79	1,395	32,984	0,930	0,465	1,395
4,93	0,67677	0,790	0,79	0,79	1,395	34,206	0,930	0,465	1,395
5,21	0,65243	0,790	0,79	0,79	1,395	32,984	0,930	0,465	1,395
5,48	0,6315	0,790	0,79	0,79	1,395	32,984	0,930	0,465	1,395
5,75	0,61153	0,790	0,79	0,79	1,395	34,206	0,930	0,465	1,395

(...)

94,79	0,00767	0,106	0,32	0,60	0,012	0,294	0,036	0,068	0,068	1,7	
95,07	0,00727	0,078	0,29	0,58	0,008	0,197	0,031	0,063	0,063	1,5	
95,34	0,00697	0,056	0,27	0,57	0,006	0,141	0,028	0,059	0,059	1,4	
95,62	0,0068	0,043	0,26	0,56	0,004	0,102	0,026	0,056	0,056	1,3	
95,89	0,0065	0,020	0,23	0,55	0,002	0,045	0,022	0,053	0,053	1,2	
96,16	0,00617	0,000	0,21	0,53	0,000	0,000	0,019	0,048	0,048	1,2	
96,44	0,00573	0,000	0,17	0,50	0,000	0,000	0,014	0,043	0,043	1,0	
96,71	0,00537	0,000	0,13	0,48	0,000	0,000	0,010	0,038	0,038	0,9	
96,99	0,005	0,000	0,09	0,45	0,000	0,000	0,007	0,033	0,033	0,8	
97,26	0,00477	0,000	0,07	0,43	0,000	0,000	0,005	0,030	0,030	0,7	
97,53	0,0046	0,000	0,05	0,41	0,000	0,000	0,003	0,028	0,028	0,7	
97,81	0,00413	0,000	0,00	0,36	0,000	0,000	0,000	0,022	0,022	0,5	
98,08	0,00377	0,000	0,00	0,31	0,000	0,000	0,000	0,017	0,017	0,4	
98,36	0,00357	0,000	0,00	0,28	0,000	0,000	0,000	0,015	0,015	0,4	
98,63	0,00313	0,000	0,00	0,21	0,000	0,000	0,000	0,010	0,010	0,2	
98,9	0,0029	0,000	0,00	0,17	0,000	0,000	0,000	0,007	0,007	0,2	
99,18	0,0024	0,000	0,00	0,07	0,000	0,000	0,000	0,003	0,003	0,1	
99,45	0,00207	0,000	0,00	0,00	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,0	
99,73	0,00093	0,000	0,00	0,00	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,0	
100	0,00007	0,000	0,00	0,00	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,0	
Energia produzida [MWh]					7,42		Energia produzida [MWh]				7,6
Potência necessária [kW]					1,85		Potência necessária [kW]				1,90
							Melhoria c/ separador (%)				2,52
							Ligação à rede (A) - mono				17
							Energia Bonificada [MWh]				9,9



## Anexo E – Estudo do caso nº2

### 1. Parâmetros de entrada

Parâmetros		
símbolo	valor	Und.
$g$	9,807	$m/s^2$
$\rho$	1000	$kg/m^3$
$H$	3	m
$Q_N$	0,15	$m^3/s$
$\alpha_1$	16	°
$\beta_1$	30	°
$\beta'_1$	90	°
$N_s$	53,357	
$N$	100,3	rpm
$x$	0,4342	
$f$	0,6589	

Imposições		
$N_s$	53,357	

Potência Hidráulica		
$P_h$	4413,2	W
$P_h$	6,0	cv

Constantes	
$k$	0,08
$C$	0,98
$\psi$	0,98

### 2. Dimensões do rotor e características do jacto

Dimetro externo		
$D_1$	0,7159	m
Diâmetro interno		
$D_2$	0,4717	m
Espessura do jacto na entrada - Ponto 1		
$s_1$	0,0573	m
Distância entre pás		
$t$	0,1145	m
Largura do rotor		
$L$	0,3833	m
Raio das pás		
$p$	0,1169	m
Ângulo central das pás		
$\delta$	73,5384	°
Número de pás		
$npás$	19,6350	

R e v i s t o	Dimetro externo		
	$D_1$	0,7159	m
	Diâmetro interno		
	$D_2$	0,4717	m
	Espessura do jacto na entrada - Ponto 1		
	$s_1$	0,0511	m
	Distância entre pás		
	$t$	0,1022	m
	Largura do rotor		
	$L$	0,3833	m
	Raio das pás		
	$p$	0,1169	m
	Ângulo central das pás		
	$\delta$	73,5384	°
	Número de pás		
	$npás$	22	

Características do jacto		
Espessura do jacto na saída do injetor		
$s_0$	0,0573	m
Espessura do jacto na entrada - Ponto 1		
$s_1$	0,0511	m
Espessura do jacto na saída - Ponto 2'		
$s_2$	0,0674	m
Espaçamento entre duas pás pelo exterior		
$t$	0,1022	
Espessura do jacto no interior		
$y$	0,1087	m
Distância ao eixo		
$y_1$	0,0875	m
Distância ao raio interno		
$y_2$	0,0397	m



### 3. Perfil do injector

Largura do injector		
$L_{inj}$	0,3484	m
Espessura da divisória 1/3 e 2/3		
$e_{sep}$	0,002	m
Largura útil do injector		
$L_{util}$	0,3464	m
Área de contacto injector/rótor		
$A_{cont}$	0,0724	m <sup>2</sup>
Comprimento do arco		
$L_{arc}$	0,2090	m
Ângulo do arco		
$\theta_{arc}$	33,45	°
Folga entre injector e rótor		
$f$	0,002	m

Perfil do injector	
$\theta$ [°]	$R_{inj}$ [m]
0,00	0,3589
2,39	0,3742
4,78	0,3902
7,17	0,4070
9,56	0,4247
11,95	0,4435
14,34	0,4634
16,73	0,4847
19,11	0,5076
21,50	0,5323
23,89	0,5590
26,28	0,5881
28,67	0,6202
31,06	0,6555
33,45	0,6949

### 4. Velocidades

PRIMEIRO ESTÁGIO		
Velocidade tangencial na entrada		
$U_1$	3,613	m/s
Velocidade absoluta na entrada		
$C_1$	7,517	m/s
Velocidade relativa na entrada		
$W_1$	4,172	m/s
Velocidade tangencial na saída		
$U'_2$	2,381	m/s
Velocidade absoluta na saída		
$C'_2$	3,961	m/s
Velocidade relativa na saída		
$W'_2$	3,166	m/s

SEGUNDO ESTÁGIO		
Velocidade tangencial na entrada		
$U'_1$	2,381	m/s
Velocidade absoluta na entrada		
$C'_1$	3,961	m/s
Velocidade relativa na entrada		
$W'_1$	3,166	m/s
Velocidade tangencial na saída		
$U_2$	3,613	m/s
Velocidade absoluta na saída		
$C_2$	3,129	m/s
Velocidade relativa na saída		
$W_2$	4,089	m/s

## 5. Estudo energético

Caudais de trabalho		
$Q_{li}$	0,15	$m^3/s$

Duração (%)	Caudal esperado	Eficiência (3/3)	Eficiência (2/3)	Eficiência (1/3)	Potência (3/3) [kW]	Energia [kWh]	Potência (3/3) [kW]	Potência (3/3) [kW]	Potência c/ divisão [kW]	Energia c/ divisão [kWh]
0	10,48128	0,790	0,79	0,79	3,486	82,460	2,324	1,162	3,486	82,5
0,27	4,90872	0,790	0,79	0,79	3,486	85,514	2,324	1,162	3,486	85,5
0,55	3,81912	0,790	0,79	0,79	3,486	82,460	2,324	1,162	3,486	82,5
0,82	3,11304	0,790	0,79	0,79	3,486	85,514	2,324	1,162	3,486	85,5
1,1	2,48356	0,790	0,79	0,79	3,486	82,460	2,324	1,162	3,486	82,5
1,37	2,15756	0,790	0,79	0,79	3,486	82,460	2,324	1,162	3,486	82,5
1,64	1,90944	0,790	0,79	0,79	3,486	85,514	2,324	1,162	3,486	85,5
1,92	1,66888	0,790	0,79	0,79	3,486	82,460	2,324	1,162	3,486	82,5
2,19	1,53868	0,790	0,79	0,79	3,486	85,514	2,324	1,162	3,486	85,5
2,47	1,4082	0,790	0,79	0,79	3,486	82,460	2,324	1,162	3,486	82,5
2,74	1,29476	0,790	0,79	0,79	3,486	82,460	2,324	1,162	3,486	82,5
3,01	1,17912	0,790	0,79	0,79	3,486	85,514	2,324	1,162	3,486	85,5
3,29	1,06116	0,790	0,79	0,79	3,486	82,460	2,324	1,162	3,486	82,5
3,56	0,98144	0,790	0,79	0,79	3,486	85,514	2,324	1,162	3,486	85,5
3,84	0,94916	0,790	0,79	0,79	3,486	82,460	2,324	1,162	3,486	82,5
4,11	0,91428	0,790	0,79	0,79	3,486	82,460	2,324	1,162	3,486	82,5
4,38	0,8548	0,790	0,79	0,79	3,486	85,514	2,324	1,162	3,486	85,5
4,66	0,8298	0,790	0,79	0,79	3,486	82,460	2,324	1,162	3,486	82,5
4,93	0,81212	0,790	0,79	0,79	3,486	85,514	2,324	1,162	3,486	85,5
5,21	0,78292	0,790	0,79	0,79	3,486	82,460	2,324	1,162	3,486	82,5
5,48	0,7578	0,790	0,79	0,79	3,486	82,460	2,324	1,162	3,486	82,5
5,75	0,73384	0,790	0,79	0,79	3,486	85,514	2,324	1,162	3,486	85,5

(...)

93,42	0,01064	0,162	0,37	0,62	0,051	1,241	0,117	0,195	0,195	4,8	
93,7	0,01032	0,145	0,36	0,62	0,044	1,043	0,108	0,187	0,187	4,4	
93,97	0,00996	0,126	0,34	0,61	0,037	0,908	0,100	0,178	0,178	4,4	
94,25	0,00972	0,113	0,33	0,60	0,032	0,767	0,094	0,172	0,172	4,1	
94,52	0,00952	0,102	0,32	0,60	0,029	0,679	0,089	0,167	0,167	4,0	
94,79	0,0092	0,084	0,30	0,59	0,023	0,560	0,081	0,159	0,159	3,9	
95,07	0,00872	0,056	0,27	0,57	0,014	0,342	0,070	0,147	0,147	3,5	
95,34	0,00836	0,035	0,25	0,56	0,008	0,208	0,061	0,138	0,138	3,4	
95,62	0,00816	0,022	0,24	0,55	0,005	0,125	0,057	0,132	0,132	3,1	
95,89	0,0078	0,000	0,21	0,54	0,000	0,000	0,049	0,123	0,123	2,9	
96,16	0,0074	0,000	0,18	0,52	0,000	0,000	0,040	0,112	0,112	2,8	
96,44	0,00688	0,000	0,15	0,49	0,000	0,000	0,029	0,099	0,099	2,3	
96,71	0,00644	0,000	0,11	0,46	0,000	0,000	0,021	0,087	0,087	2,1	
96,99	0,006	0,000	0,07	0,43	0,000	0,000	0,013	0,076	0,076	1,8	
97,26	0,00572	0,000	0,05	0,41	0,000	0,000	0,008	0,069	0,069	1,6	
97,53	0,00552	0,000	0,03	0,39	0,000	0,000	0,005	0,063	0,063	1,6	
97,81	0,00496	0,000	0,00	0,34	0,000	0,000	0,000	0,049	0,049	1,2	
98,08	0,00452	0,000	0,00	0,29	0,000	0,000	0,000	0,039	0,039	0,9	
98,36	0,00428	0,000	0,00	0,26	0,000	0,000	0,000	0,033	0,033	0,8	
98,63	0,00376	0,000	0,00	0,19	0,000	0,000	0,000	0,021	0,021	0,5	
98,9	0,00348	0,000	0,00	0,15	0,000	0,000	0,000	0,016	0,016	0,4	
99,18	0,00288	0,000	0,00	0,05	0,000	0,000	0,000	0,004	0,004	0,1	
99,45	0,00248	0,000	0,00	0,00	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,0	
99,73	0,00112	0,000	0,00	0,00	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,0	
100	0,00008	0,000	0,00	0,00	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,0	
Energia produzida [MWh]						18,23	Energia produzida [MWh]				18,7
Potência necessária [kW]						4,56	Potência necessária [kW]				4,68
							Melhoria c/ separador (%)				2,63
							Ligação à rede (A) - mono				32
							Energia Bonificada [MWh]				9
							Ligação à rede (A) - tri				11,0